



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT

ULB

Optimierung der Gummiwalzen im Offsetdruck

Rottmann, H. P.; Hars, Christoph
(1995)

DOI (TUprints): <https://doi.org/10.25534/tuprints-00014092>

License:



CC-BY 4.0 International - Creative Commons, Attribution

Publication type: Report

Division: 16 Department of Mechanical Engineering

16 Department of Mechanical Engineering

Original source: <https://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/14092>

Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren
der Technischen Hochschule Darmstadt

Institutsdirektor: Prof. Dr.-Ing. Christoph Hars

Optimierung der Gummiwalzen im Offsetdruck

H. P. Rottmann; Chr. Hars

Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren

Darmstadt 1995

Institutsbericht 1 / 1995

Vorwort

Der vorliegende Bericht schließt das Forschungsvorhaben "Optimierung der Gummiwalzen im Offsetdruck" ab. Die Arbeiten wurden am Fachgebiet Druckmaschinen und Druckverfahren der Technischen Hochschule Darmstadt unter der Leitung von Herrn Prof. Dr.-Ing. Christoph Hars in der Zeit vom Februar 1993 bis zum Februar 1995 durchgeführt. Sachbearbeiter des Forschungsvorhabens war Herr Dipl.-Ing. Hans Peter Rottmann.

Finanzielle Träger des Vorhabens waren zu gleichen Teilen die Forschungsgesellschaft Druckmaschinen e. V. (FGD) und die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen "Otto von Guericke" e. V. (AIF), gefördert durch das Bundesministerium für Wirtschaft (BMWi).

Das Forschungsvorhaben wurde von dem Arbeitskreis "Gummiwalzen" der Forschungsgesellschaft Druckmaschinen fachlich und durch Sachspenden unterstützt.

Auch die weiteren beteiligten Mitarbeiter des Instituts für Druckmaschinen und Druckverfahren und die über Studien- und Diplomarbeiten einbezogenen Studenten leisteten wertvolle Beiträge zur erfolgreichen Durchführung dieses Forschungsvorhabens.

Allen genannten Organisationen, Firmen und Personen gilt unser besonderer Dank für die geleistete Unterstützung.

Darmstadt, im Februar 1995

Inhalt

Formelzeichen

1. Einleitung	1
2. Literaturübersicht	2
3. Analyse der Walzenbelastung	6
4. Versuchsstand	8
4.1 Anforderungen und konstruktiver Aufbau	8
4.2 Meßtechnik	13
4.2.1 Prinzip der Kraftmessung	14
4.2.2 Sensoren	15
4.2.2.1 Anstellkräfte	15
4.2.2.2 Anstellwege	15
4.2.2.3 Drehmoment	16
4.2.2.4 Axialkräfte	17
4.2.2.5 Oberflächentemperaturen	19
4.2.2.6 Drehzahlen	20
4.2.3 Meßwertverarbeitung	20
5. Experimentelle Untersuchungen	23
5.1 Versuchsdurchführung	23
5.2 Reproduzierbarkeit der Ergebnisse	24
5.3 Ermittlung der Prüfstandverluste	26

5.4 Kurzzeit-Versuche	31
5.4.1 Einflüsse auf die Anstellkraft	31
5.4.2 Einflüsse auf das Drehmoment	37
5.4.3 Einflüsse auf die Axialkraft	40
5.5 Langzeit-Versuche mit Temperatureinfluß	43
5.5.1 Vergleich kraft- und wegbetonter Zustellung	43
5.5.2 Einfluß der Umfangsgeschwindigkeit	46
5.5.3 Einfluß des Walzenmaterials	50
6. Theoretische Untersuchungen	55
6.1 Analytische Betrachtung zur Bestimmung des Temperaturfeldes	55
6.1.1 Thermodynamische Grundlagen	55
6.1.2 Anwendung auf eine Gummiwalze	56
6.1.3 Diskussion der Voraussetzungen	60
6.2 Numerische Berechnungen	62
7. Zusammenfassung	65
8. Literatur	67

Verwendete Formelzeichen

\vec{x}	Ortsvektor
r	Ortskoordinate in radialer Richtung
φ	Ortskoordinate in Umfangsrichtung
z	Ortskoordinate in axialer Richtung
t	Zeit
$\vartheta(\vec{x}, t)$	Temperaturfeld abhängig von Ort und Zeit
\dot{q}_E	Erzeugte Wärme pro Volumen und Zeit
α	Wärmeübergangszahl
λ	Wärmeleitzahl
ρ	Dichte
c_p	Spezifische Wärme
a	Temperaturleitzahl

1. Einleitung

Für die Abwälzvorgänge in Druckmaschinen wird nahezu ausschließlich die Werkstoffkombination hart/weich gewählt, worin "hart" für metallhart und "weich" für einen viskoelastischen Bezug steht.

Die viskoelastischen Bezüge der Walzen sichern eine im drucktechnischen Sinn gleichmäßige Anlage der Walzenoberflächen. Damit werden die in der Fertigung nicht zu vermeidenden Abweichungen im Rundlauf der Walzen kompensiert. Zugleich sind die Dämpfungseigenschaften viskoelastischer Bezüge wichtig für den ruhigen Lauf von Farb- und Druckwerkswalzen. Die gleichmäßige Anschmiegung ist fernermäßigen Farbtransport in den walzenreichen Offset- und Buchdruck-Farbwerken.

Die viskoelastischen Bezüge erfahren in den Berührungszonen mit den angrenzenden Walzen eine neben elastischen auch mit dissipativen Anteilen verbundene Deformation. Die verlustbehafteten Formänderungsarbeiten führen prinzipiell zu einer Erwärmung, woraus sich wiederum Rückwirkungen auf die Funktion der viskoelastisch bezogenen Walzen ableiten, da das Verhalten der viskoelastisch bezogenen Farb- und Feuchtwerkswalzen, neben dem Einfluß von Verformungsfrequenz und Amplitude, wesentlich von der Temperatur abhängig ist. Die Erwärmung in den Farbwerken wirkt sich auch auf den Farbfluß aus, weil insbesondere die Fließfähigkeit der Druckfarbe deutlich temperaturabhängig ist. Diese Erwärmung spielt ganz besonders im Trockenoffset eine große Rolle, dem in jüngster Zeit verstärkt Aufmerksamkeit gewidmet wurde.

Das vorliegende Forschungsvorhaben hat sich zum Ziel gesetzt, diese komplexen mechanisch-thermodynamischen Wechselwirkungen in den viskoelastisch bezogenen Walzen zu untersuchen. Zu diesem Zweck wurde ein Versuchsstand errichtet, mit dessen Hilfe sich alle wichtigen mechanischen und thermischen Größen an einer Gummiwalze bestimmen lassen. Neben diesen experimentellen Vorhaben wird das System "Gummiwalze" auch theoretisch näher untersucht. Bei der thermodynamischen Betrachtung der Walzen interessiert vor allem die Oberflächentemperatur der Walzen, da sie entscheidenden Einfluß auf die Farbspaltungsvorgänge im Walzenspalt haben, ferner der Ort und die Höhe des Temperaturmaximums, das sich im viskoelastischen Bezug einstellt, da es hier u. U. zu einer thermischen Überlastung des Materials kommen kann.

2. Literaturübersicht

Eine erste grundlegende Arbeit zum Verhalten von Walzen mit einem viskoelastischen Bezug stammt von PFEIFFER /12/, dem es mit einem finiten Werkstoffmodell gelingt, das mechanische Verhalten elastomer bezogener Walzen weitgehend zu beschreiben. Für das Werkstoffverhalten des viskoelastischen Bezugs verwendet PFEIFFER ein 3-Parameter-Modell, das sich aus zwei parallel geschalteten verformbaren Elementen zusammensetzt, von denen das eine aus einer HOOKE-elastischen Feder und das zweite aus einer HOOKE-elastischen Feder mit einem in Reihe geschalteten, geschwindigkeitsabhängigen Viskoelastischen Element besteht (siehe auch /45/).

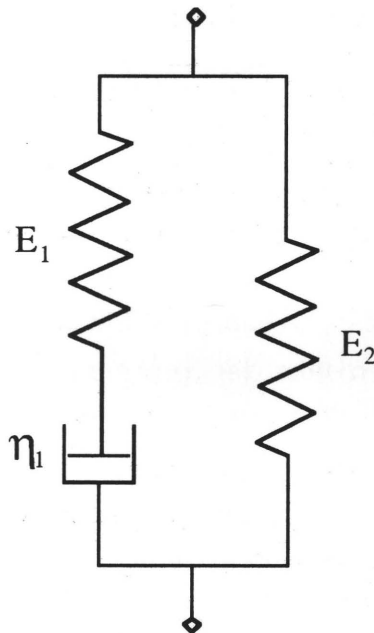


Bild 2.1: 3-Parameter-Modell nach PFEIFFER

PFEIFFER gelingt es mit seinem Ansatz, den Zusammenhang von Rollwiderstand und viskoelastischem Werkstoffverhalten transparent zu machen. Das viskoelastische Werkstoffverhalten führt auf eine geschwindigkeitsabhängige Unsymmetrie in der Verteilung der radialen Spannungen im Walzenspalt. Damit verschiebt sich die Resultierende der Druckspannung, die gleich der Anstellkraft P ist, aus der Verbindungslinie der beiden Walzenachsen entgegen der Walzendrehrichtung. Dies führt auf ein Rollmoment, das der Drehung entgegenwirkt und sich folglich als viskoelastisch bedingter Rollwiderstand bemerkbar macht.

Ausführlich geht PFEIFFER darauf ein, durch Untersuchungen an aufeinander abwälzenden Walzen und durch Messungen der Kraft-Verformung an einer harmonischen Deformationen ausgesetzten Materialprobe sowohl einen Abklingparameter als auch zwei Festigkeitsparameter einzeln zu bestimmen, wovon letztere sich zu dem komplexen Elastizitätsmodul E^* mit dem dynamischen Elastizitätsmodul E' im Real- und einem Verlustmodul E'' im Imaginärteil zusammenfassen lassen.

Ausgehend von der Annahme einer harmonischen Verformung in der Berührungszone zweier Walzen

$$\varepsilon_{\omega t} = \varepsilon_a \cdot \sin \omega t$$

berechnet PFEIFFER die dadurch hervorgerufene Spannung zu

$$\sigma_{\omega t} = \varepsilon_a \cdot E^* \cdot [\sin(\omega t + \delta) - \sin \delta \cdot e^{-\omega t z}]$$

mit dem komplexen Elastizitätsmodul

$$E^* = E' + j \cdot E''$$

und dem Verlustfaktor

$$d = \tan \delta = \frac{E''}{E'}$$

sowie dem Werkstoffparameter z , der aus komplexem E-Modul, dem Verlustfaktor und der Verformungsfrequenz bestimmt werden kann.

$$z = \sqrt{\frac{E'' + \omega(E'')'}{E'' - \omega(E'')'}}$$

PFEIFFER beschreibt den Abwälzvorgang als rein mechanischen Vorgang. Er verwendet dazu ein rein radial angesetztes Werkstoffgesetz, das weder die Dehnungen in Umfangsrichtung noch die Stärke eines viskoelastischen Bezugs berücksichtigen kann. Zur tatsächlich wirksamen Verformungsfrequenz macht PFEIFFER nur Angaben zu oberen und unteren Grenzfällen. Da die wirksame Verformungs-

frequenz für die Kenntnis der Walzenbelastung von großer Bedeutung ist, wird dieses Thema in Kapitel 3. *Analyse der Walzenbelastung* ausführlich dargestellt.

GLÜCK greift in seiner Dissertation /50/ die Vorarbeiten von PFEIFFER auf und untersucht in sehr umfassender Weise die Abweichungen zwischen experimentellen Ergebnissen und dem PFEIFFERSchen Ansatz. GLÜCK verwendet einen Dreiwalzenstuhl, mit dem er sehr sorgfältig die Zwangsmomente bestimmt. Auch kann er mit seinem Versuchsstand die von PFEIFFER in die Untersuchung eingebrachte Abklinggröße variabel gestalten, indem er eine der beiden Antriebswalzen um die Testwalze schwenkt, so daß die Walzen seines Dreiwalzenstuhls einen variablen Winkel von 90 bis 180° einschließen können. GLÜCK untersucht in seiner Arbeit sehr eingehend das Rollverhalten viskoelastischer Bezüge. Das Werkstoffverhalten kann er qualitativ sehr viel besser in Übereinstimmung mit dem realen Verhalten viskoelastischer Bezüge darstellen, indem er eine amplituden-abhängige Größe verwendet, mit der er Nichtlinearitäten im Werkstoffverhalten berücksichtigen kann.

$$\sigma_{\omega t} = \varepsilon_a \cdot E^* \cdot \left(\frac{u}{d} \right)^{-m} \cdot \left[\sin(\omega t + \delta) - \sin \delta \cdot e^{-\omega t z} \right]$$

Mit der Anstellung u und der Bezugsstärke d führt GLÜCK eine Amplitudenabhängigkeit ein, wobei der Exponent m empirisch zu ermitteln ist.

Einen wichtigen Teil seiner Arbeit widmet GLÜCK dem mit Zwangsmomenten verbundenen Abwälzen einer viskoelastisch bezogenen Walze mit zwei gegengestellten metallharten Antriebswalzen, wie es insbesondere für die Farbwerkswalzen im Offset gegeben ist. GLÜCK verzichtet darauf, die Rückwirkung einer axialen Verreibung auf einen viskoelastischen Walzenbezug mit und ohne Farbe zu verfolgen. Die vor dem Hintergrund umfangreicher Tests von ihm formulierten Teilansätze lassen sich bislang nicht analytisch unmittelbar umsetzen. Auch untersucht er nicht die sich dem mechanischen Vorgang überlagernde thermische Rückwirkung der Leistungs- oder Antriebsverluste.

Bei den weiteren Arbeiten zum Thema Viskoelastizität und Rollkontakt ist besonders erwähnenswert die Dissertation von WANG /70/. Ziel der Arbeit von WANG ist die Entwicklung eines numerischen Verfahrens zur Lösung des Rollkontaktproblems zweier viskoelastischer Walzen im allgemeinen Fall unter Berücksichti-

gung der COULOMB'schen Trockenreibung. Zur Lösung dieses Problems wird ein Integralgleichungsverfahren (Boundary-Element-Method) angewendet. Als numerische Ergebnisse sind die Spannungsverteilungen im Kontaktgebiet bzw. im Inneren der Walze, die Rollwiderstandskraft und die Kraftschluß-Schlupf-Kurve sowie andere Größen dargestellt. Alle Kontaktgrößen sind nicht nur von den Materialparametern, sondern auch von den Rollgeschwindigkeiten abhängig. Die Form der Normaldruckverteilung und des Rollwiderstandes sind im Vergleich zum elastischen Rollkontaktproblem etwas prinzipiell neues. Das Tangentialproblem wird von dem viskoelastischen Materialverhalten nur wenig beeinflusst. Beim instationären Kontaktproblem stellt WANG fest, daß die Rollgeschwindigkeit neben der Anregungsfrequenz einen wesentlichen Einfluß auf den Rollvorgang und damit auf die Tangentialspannungsverteilung sowie den Frequenzgang für den Schlupfkoeffizienten zur Folge hat. Auch bei der Arbeit von WANG bleibt die thermische Rückwirkung unberücksichtigt.

Ähnliche Aufgabenstellungen wie die hier genannten sind auch im Bereich des Reifenverhaltens in der Fahrzeugtechnik zu finden. Bild 2.2 zeigt den Temperaturverlauf im Protektor eines Gürtelreifens über der Zeit. Das Temperaturmaximum in radialer Richtung befindet sich im Inneren des Reifens und fällt nach außen hin ab. In /73/ bis /89/ sind weitere Ergebnisse niedergelegt, die zum Teil auf Gummwalzen übertragen werden können.

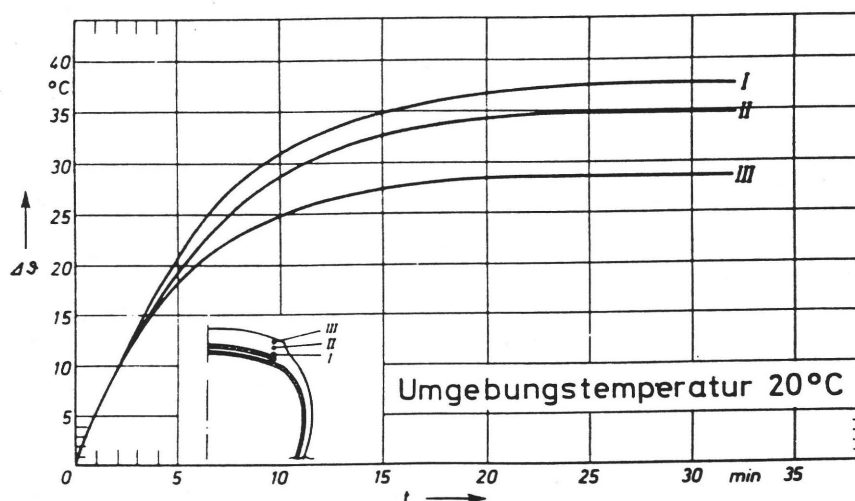


Bild 2.2: Temperaturverlauf im Protektor eines Gürtelreifens über der Zeit /77/

3. Analyse der Walzenbelastung

Die Walzen von Farb- und Feuchtwerken sind in der Praxis einer Reihe von mechanischen Belastungen ausgesetzt. Die Wärmeausdehnung einer Walze, auftretende Fliehkräfte und die Durchbiegung aufgrund der Anstellung lassen sich mit relativ einfachen Mitteln analytisch bestimmen. Die Antwort des viskoelastischen Walzenbezuges auf die Belastung beim Durchgang durch den Walzenspalt ist jedoch wesentlich schwieriger vorherzusagen. Die Walzenhersteller bemühen sich, das Materialverhalten abhängig von Belastungsfrequenz und Temperatur an Probenkörpern zu untersuchen und die Materialzusammensetzung dementsprechend zu optimieren. Eine interessante Frage ist nun, bei welchen Belastungsfrequenzen diese Prüfungen stattfinden sollen, d. h. es stellt sich die Frage, welche Verformungsfrequenzen in der Praxis auftreten.

Um zu analytischen Lösungen zu kommen, wird von PFEIFFER /12/ angenommen, daß die Verformung beim Passieren der Berührzone einen annähernd sinusförmigen Verlauf hat, sie entspricht also einer Sinushalbwelle.

Als untere Abschätzung für die Verformungsfrequenz wird von PFEIFFER eine Deformation betrachtet, deren Maximum in der Berührzone und deren Minimum auf der Rückseite der Walze liegen. Ein Verformungszyklus wird dann identisch mit einer Umdrehung der Gummiwalze, entspricht also der Nippfrequenz f_N (Bild 3.1). Sie sagt aus, wie oft ein Element am Walzenumfang pro Sekunde den Walzenspalt, auch als Nipp bezeichnet, durchläuft. Für den in Kapitel 4 vorgestellten Versuchsstand ergibt sich:

$$f_N = \frac{V_U}{U} = \frac{1}{T_N} \quad (3.1)$$

$$V_U = 15 \text{ m/s}$$

$$U = 2 \cdot \pi \cdot r_{\text{Walze}}$$

$$r_{\text{Walze}} = 60 \text{ mm}$$

$$f_N = 39,78 \text{ 1/s} \approx 40 \text{ 1/s}$$

Eine Abschätzung der Verformungsfrequenz nach oben macht PFEIFFER, indem er die Berührungszone mit der theoretischen Breite $2a$ als erste Halbwelle

einer Sinusschwingung auffaßt. Dies ergibt am Versuchsstand folgende Größen: Das Verhältnis von Berührlänge im Walzenspalt zum Umfang wird mit $1/100$ abgeschätzt ($4 \text{ mm}/377 \text{ mm}$). Die Frequenz, mit der jeweils ein Hundertstel des Walzenumfangs den Walzenspalt durchläuft, beträgt bei 40 Hz Nippfrequenz daher

$$f_{1/100} = 4000 \text{ 1/s.} \quad (3.2)$$

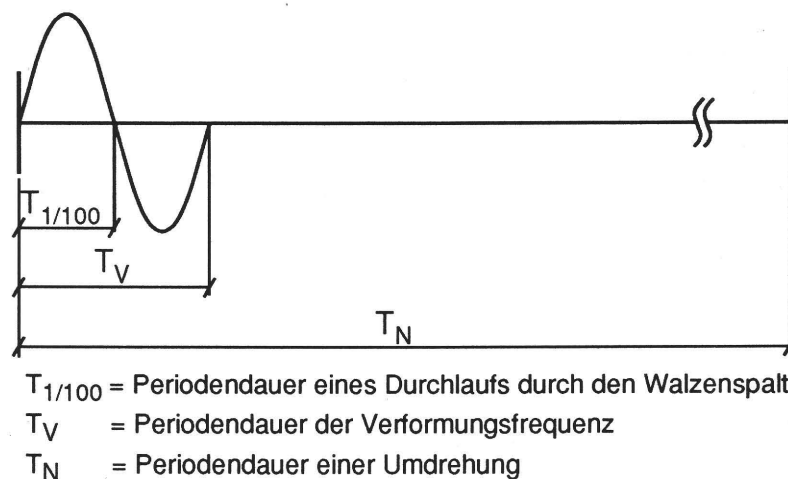


Bild 3.1: Angenommener Verlauf der Dehnung über den Walzenspalt

Die gesuchte obere Abschätzung für die Verformungsfrequenz ergibt sich daraus zu

$$f_V = \frac{1}{T_V} = 2 \cdot f_{1/100} = 2000 \text{ 1/s} = 2 \text{ kHz.} \quad (3.3)$$

Welche Belastungsfrequenzen in der Praxis tatsächlich auf ein Element am Umfang einer Gummiwalze wirken, läßt die Arbeit von PFEIFFER weitgehend offen.

Um eine genauere Abschätzung der wirkenden Verformungsfrequenz zu erhalten, wurde in /95/ eine Fourier-Transformation des Signalverlaufs über eine Umdrehung durchgeführt. Dabei zeigte sich, daß nicht eine einzelne Verformungsfrequenz, sondern ein ganzes Spektrum von Verformungsfrequenzen bis hoch zu einigen kHz auf die Gummiwalzen wirken.

4. Versuchsstand

4.1 Anforderungen und konstruktiver Aufbau

Um die Wechselwirkungen zwischen thermodynamischen und mechanischen Einflußfaktoren an Gummiwalzen experimentell zu untersuchen, wurde ein Versuchsstand erstellt. Mit Hilfe dieses Versuchsstandes sollten sich möglichst gleichzeitig sämtliche Belastungs- und Beanspruchungsgrößen an Gummiwalzen untersuchen lassen. Dies umfaßt im einzelnen:

- Anstellwege,
- Radial-, Tangential- und Axialkräfte auf die Testwalze,
- Walzendrehzahlen,
- Schlupf,
- Drehmoment,
- Innen- und Außentemperaturen an der Testwalze.

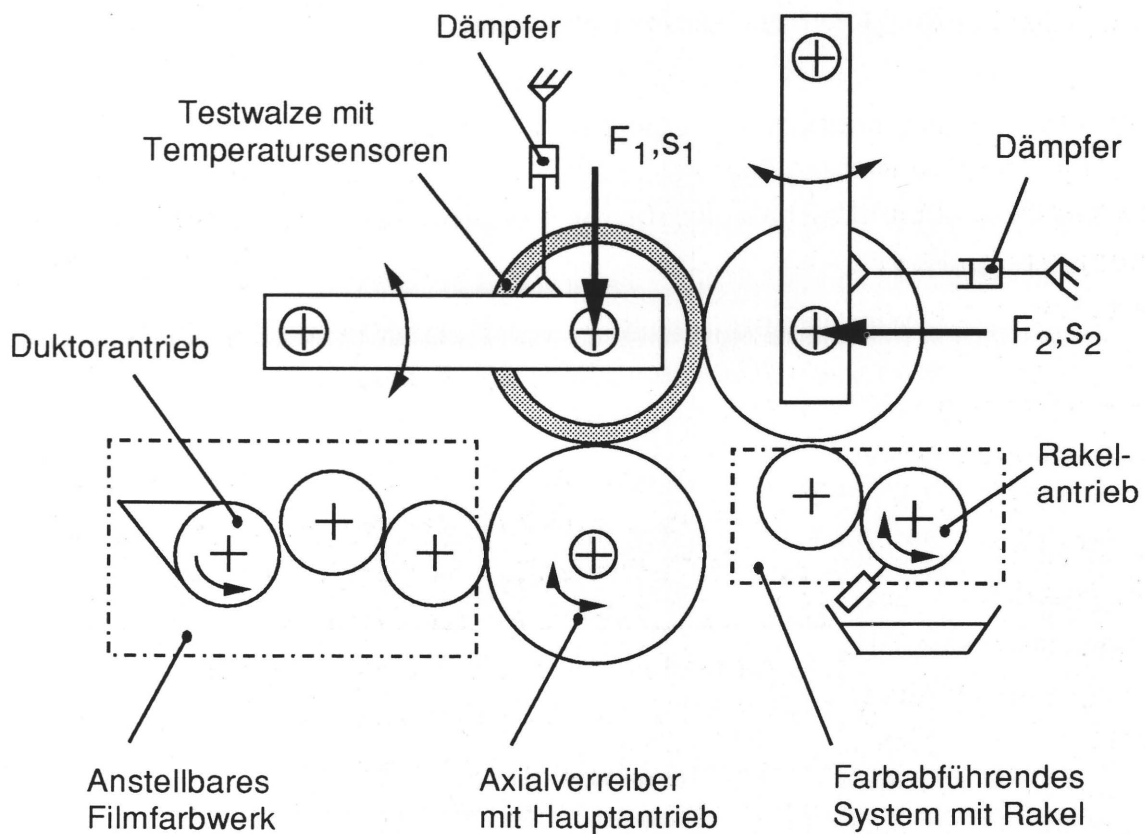


Bild 4.1: Prinzipskizze des Versuchsstandes
Anstellung kraft-(F) oder wegbetont (s)

Bild 4.1 zeigt die Prinzipskizze des Versuchsstandes. Er besteht aus einem Filmfarbwerk, einem in Hub und Frequenz stufenlos verstellbaren Axialverreiber, einer pendelnd gelagerten Testwalze und einer ebensolchen Anstellwalze sowie einem farbabführenden Rakel-Modul. Der Versuchsstand kann im Trockenlauf, mit Testölen definierter Viskosität sowie mit Druckfarbe betrieben werden.

Farbwerk

Da der Versuchsstand für die heute maximal möglichen Druckgeschwindigkeiten ausgelegt werden sollte, wurde ein Filmfarbwerk gewählt, da hier im Gegensatz zum Heberfarbwerk keine translatorisch bewegten Teile vorhanden sind, deren dynamische Kräfte u. U. die vorgesehene Kraftmessung an der Testwalze beeinflussen könnten. Die Arbeitsbreite des Farbwerkes beträgt 150 mm. Je nach Drehrichtung des Hauptantriebes kann das Farbwerk im Spalt- oder im Schälbetrieb arbeiten. Im Farbkasten wirkt ein durchgehendes Farbmesser, das mit 7 Zonenschrauben gegen den Duktor angestellt wird. Unterhalb der Farbwerkswalzen ist der vom Hauptantrieb getrennte Duktorantrieb angeordnet, so daß das kompakte Farbwerksmodul leicht austauschbar ist. Das Farbwerk wird auf einer Längsführung gegen den Axialverreiber angestellt.

Antriebe

Der Hauptantrieb ist ein Gleichstrom-Servomotor, der im 4-Quadranten-Betrieb den Rechts- und Linkslauf des Versuchsstandes ermöglicht. Die Drehmomenteinleitung erfolgt über eine Drehmoment-Meßwelle in den Axialverreiber. Die Changierbewegung des Axialverreibers mit max. 40 mm Hub wird durch eine Linearstelleinheit der Fa. SCHENCK, Darmstadt, realisiert, die mittels Kurvenrollen auf die Axialverreiberwalze des Versuchsstandes wirkt. Die angestrebten Leistungsdaten konnten, besonders im Hinblick auf große Beschleunigungen, in vollem Umfang erreicht werden. Dies liegt zum einen am extrem schnell hochlaufenden Scheibenläufermotor der Antriebseinheit, zum anderen an der besonders massearm gestalteten Verreibewalze. Bei einem Hub bis 40 mm können Verreibefrequenzen bis zu 7 Hz realisiert werden. Dies bedeutet, daß auch bei einer Umfangsgeschwindigkeit von 15 m/s (ca. 40 U/s) Drehzahl-Hubzahl-Verhältnisse bis hinunter zu 6 : 1 realisiert werden können.

Axialverreiberantriebe an Druckmaschinen sind in vielen Fällen getrieblich mit dem Hauptantrieb gekoppelt, die, um aus der rotatorischen eine translatorische Bewegung zu erzeugen, einen Kurbeltrieb verwenden, der prinzipbedingt einen

annähernd sinusförmigen Geschwindigkeits-Zeit-Verlauf erzeugt. Im Gegensatz dazu erzeugen hydraulische Antriebe für den Axialhub einen näherungsweise rechteckigen Geschwindigkeits-Zeit-Verlauf. Da beim Versuchsstand keine getriebliche Kopplung zwischen Haupt- und Axialverreibeantrieb besteht, ist die Form des Geschwindigkeits-Zeit-Verlaufes der axialen Bewegung frei wählbar. So können bei einer sinusförmigen Weg-Zeit Vorgabe die (üblichen) cosinusförmigen Geschwindigkeits-Zeit-Verläufe realisiert werden, sägezahnförmige Weg-Zeit Vorgaben führen dagegen zu einer konstanten Axialverreibegeschwindigkeit von einem Umkehrpunkt zum anderen. Die Sollwertvorgabe erfolgt durch einen Funktionsgenerator, der per Oszilloskop kontrolliert wird. Sie ist jedoch, etwa für komplexere Kurvenformen die der Funktionsgenerator nicht vorgeben kann, auch vom Analogausgang des Meßrechners möglich. Der Istwertausgang des Regelkreises der Linearstelleinheit wurde vom Hersteller auf unseren Wunsch am Stellungsregler herausgeführt. Das so erhaltene Signal wird, wie alle Sensordaten, zum A/D-Wandler des Meßrechners weitergeleitet, so daß allen aufgenommenen Meßwerten auch die jeweilige Stellung des Axialverreibers zugeordnet werden kann.

Testwalze

Als Festlager der Testwalze wurde eine Schrägkugellagerkombination in X-Anordnung gewählt, die Loslagerseite wird von einem Einstellnadellager festgelegt. Damit verfügen beide Seiten der Lagerung über eine wenn auch geringe Winkelseinstellbarkeit, so daß im wegbetonten Zustand wahlweise rechts und links unterschiedlich oder auch gleichmäßig angestellt werden kann. Im kraftbetonten Zustand wirkt diese Lagerung selbsteinstellend und sorgt so für eine gleichmäßige Verteilung der Anstellkraft über die Walzenbreite. Zum leichten Austausch der Testwalzen wurden die Nadellager mit einem überlangen Innenring versehen. Nach Lösen der Flanschverschraubung und Verschieben des Flansches der Loslagerseite kann der Walzengrundkörper entnommen werden. Es standen insgesamt sechs unterschiedlich bezogene Testwalzen für Messungen zur Verfügung.

Zustellung

Grundprinzip des Versuchsstandes ist eine pendelnde Lagerung der anstellbaren Walzen. Dieses Prinzip wurde gewählt, da bei der Messung der Anstellkräfte auf die Testwalze die Reibkräfte in den etwaigen Linearführungen als Störgröße auftreten. Die z. B. bei einer Linearführung herrschenden Stick-Slip-Effekte würden dazu führen, daß während des Versuchs auftretende Änderungen der Anstell-

kraft, etwa durch Erwärmung, von der Führung aufgenommen werden, und daher nicht von einem Kraftaufnehmer registriert werden können.

Das gewählte Prinzip stellt sicher, daß die auftretende Reibung unterhalb der gewünschten Meßwertauflösung bleibt. Durch Verwendung von Rillenkugellagern "ultraleichte Reihe" der Fa. INA, Herzogenaurach, an den Lagern der Hebelarme tritt nach Herstellerangaben eine max. Haftreibung von 50 Nmm auf. Bei 4 Lagern pro Walze (je 2 in einem Hebel) und einer Hebelarmlänge von 250 mm ist eine Anstellkraft von 0,8 N aufzubringen um die Lagerreibung zu überwinden. Diese Größe stellte gleichzeitig einen Richtwert zur Auswahl der Genauigkeitsklasse der Kraftaufnehmer dar. Die Anstellung der pendelnd gelagerten viskoelastischen Testwalze wie auch der zweiten Anstellwalze kann sowohl kraft- als auch weggesteuert erfolgen. Der Versuchsstand kennt dazu zwei unterschiedliche Betriebszustände:

Zustand 1

Die Anstellung der beiden pendelnd gelagerten Walzen im 3-Walzen-Stuhl erfolgt weggesteuert. Dies entspricht dem üblichen Betrieb in einer Druckmaschine, etwa bei einer Anstellung auf Druckstreifenbreite. Die wegbetonte Zustellung der beiden schwenkbaren Walzen wird über Spindelhubgetriebe realisiert, wobei rechts und links unabhängig voneinander angestellt werden kann. Mit den gewählten Spindelhubgetrieben, eine Sonderanfertigung der Fa. NEFF, Waldenbuch, läßt sich 0,125 mm Hub pro Handradumdrehung erzeugen.

Zustand 2

Durch Lösen eines Bolzens an den Spindelhubgetrieben befindet sich der Versuchsstand im Zustand 2, der kraftbetonten Zustellung. Hier erfolgt die Anstellung der beiden schwenkbaren Walzen mittels Hebeln über Gewichte. Durch die gewählte 90° Anordnung im 3-Walzen-Stuhl wird sichergestellt, daß bei hinreichend kleiner Anstellung (typisch 0,2 mm) gegenüber der Hebelarmlänge (ca. 250 mm) auch das Übersprechen der Anstellkräfte untereinander klein bleibt, so daß die beiden Kraftparameter frei zu variieren sind.

Rakelmodul

Das farbabführende System besteht aus einer Anstellwalze und einer harten Walze, auf der gerakelt wird. Die schwenkbare Rakelaufnahme kann für beide Drehrichtungen mit einer Positiv- oder Negativ-Rakel bestückt werden.

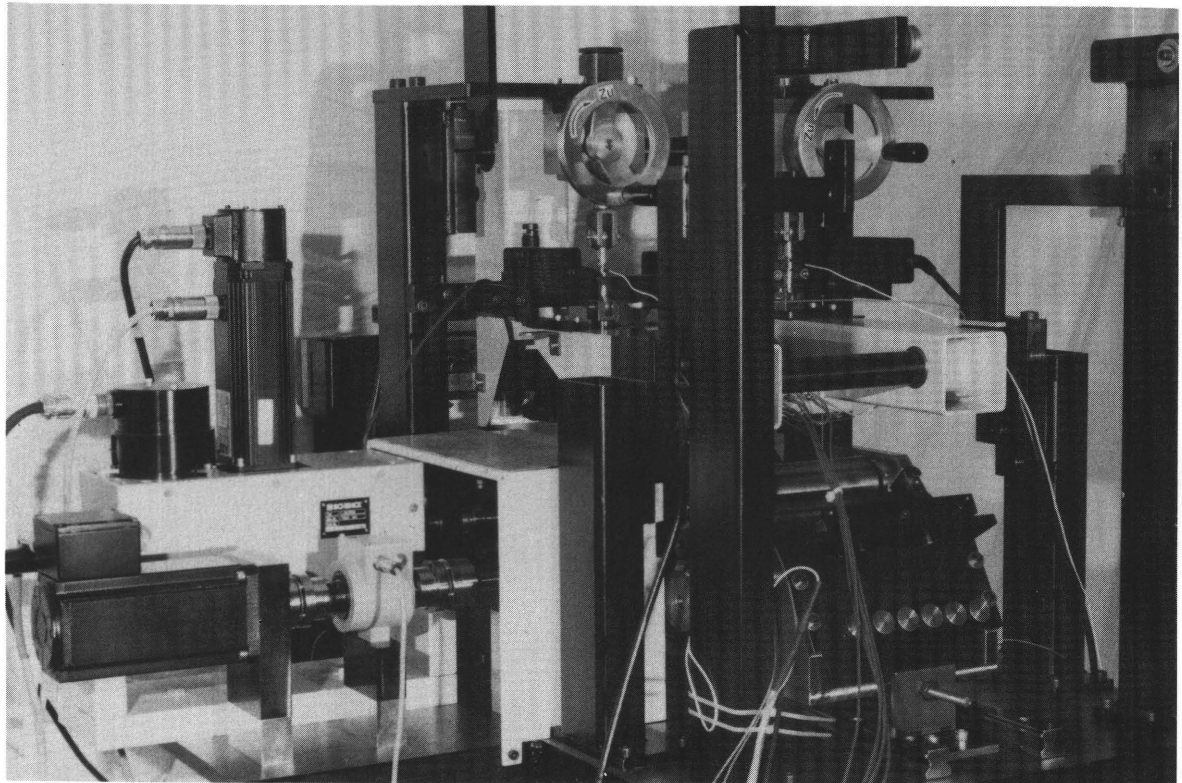


Bild 4.2: Der Versuchsstand

Einer Anregung des Arbeitskreises folgend wurde der Versuchsstand nicht in der Maschinenhalle des Instituts installiert, sondern in einem abgeschlossenen Laborraum im Keller des Gebäudes aufgestellt. Eigens dafür wurde eine Starkstromleitung in den Institutskeller gelegt. Die dort herrschenden Umgebungsbedingungen sind wesentlich gleichmäßiger als in der Maschinenhalle und ermöglichen, gerade für Temperaturmessungen, reproduzierbare Meßergebnisse.

4.2 Meßtechnik

Vorrangiges Ziel beim Bau des Versuchstandes war es, möglichst alle Belastungsgrößen auf die Testwalze zu ermitteln. Dies sind, neben den Anstellwegen, vor allem die Kräfte, die auf eine Farb- oder Feuchtwerkswalze in einer Druckmaschine einwirken. Außer den (radialen) Anstellkräften sind dies Tangentialkräfte, z. B. durch Momentenübertragung, sowie Axialkräfte bei Kontakt mit einem Axialverreiber. Die Testwalze kann im Versuchstand den gleichen Belastungen unterworfen werden wie in einer realen Druckmaschine. Die Größe dieser Belastungen kann im Versuchstand mit geeigneten Aufnehmern bestimmt werden.

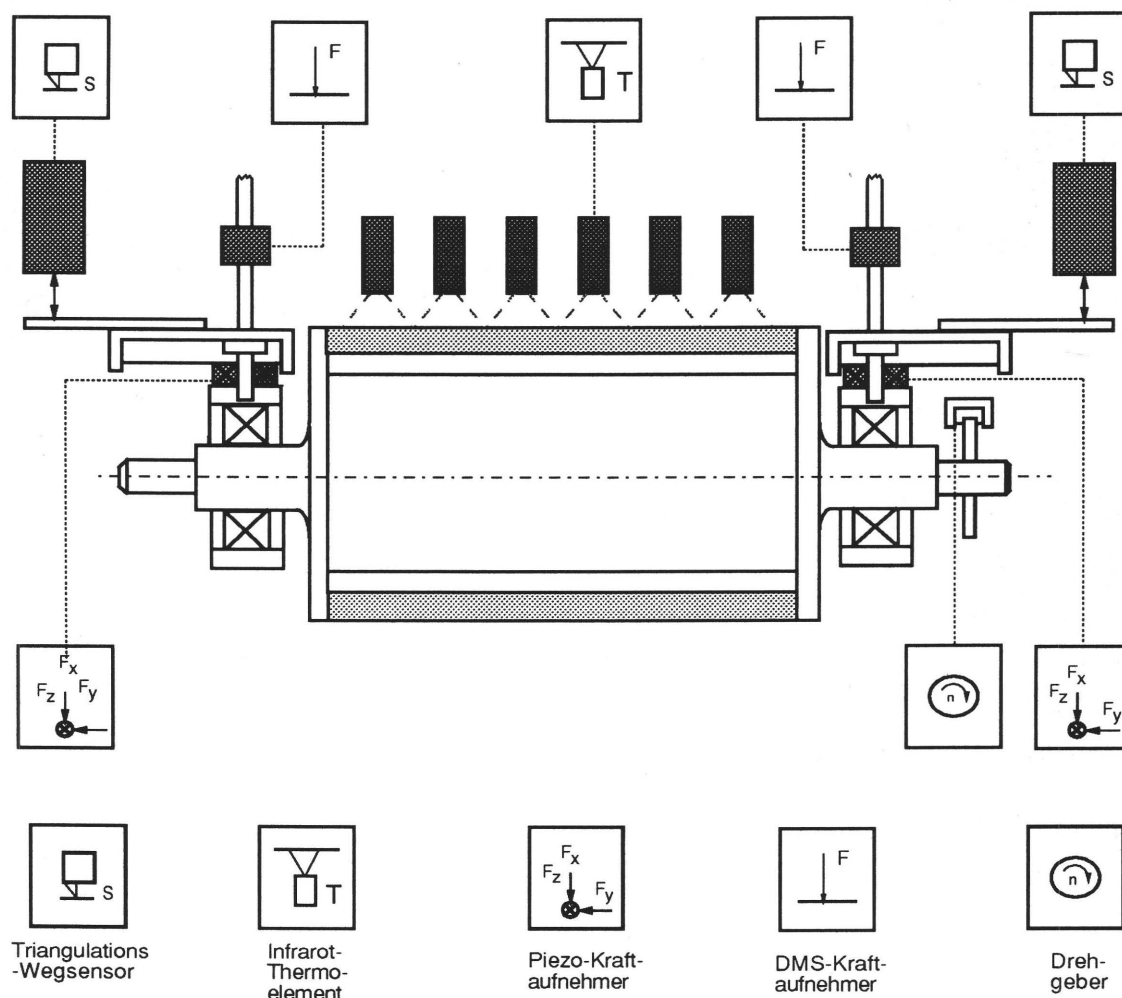


Bild 4.3: Schematische Übersicht der Sensoren an der Testwalze

Die Axialkraft auf die Testwalze, hervorgerufen durch die Anstellung an den changierenden Axialverreiber, ist mit der y-Komponente des Piezo-Kraftaufnehmers meßbar. Da es sich hier um eine schnell wechselnde Kraft handelt (Größenordnung Sekunden), spielt die prinzipbedingte Drift hier keine Rolle.

4.2.2 Sensoren

4.2.2.1 Anstellkräfte

Zur Messung der Anstellkräfte werden insgesamt 4 Kraftaufnehmer der Firma ENTRAN, Ludwigshafen, verwendet (vgl. Bild 4.4). Sie sind mit Dehnungsmeßstreifen (DMS) bestückt, die in Form einer Wheatstone-Brückenschaltung verbunden sind. Diese Sensoren benötigen eine bipolare Versorgungsspannung von ± 15 V, um damit Ausgangsspannungen von ± 5 V zu erzeugen. Mit diesen DMS-Kraftaufnehmern können sowohl dynamische als auch statische Kräfte bis ± 200 N gemessen werden. Die Meßgenauigkeit beträgt laut mitgeliefertem Kalibrierzeugnis $\pm 0,5$ % vom Vollausschlag. Dies bedeutet eine Absolutabweichung von maximal ± 1 N.

Die Aufnehmer dürfen nur in axialer Richtung auf Zug und Druck belastet werden. Aus diesem Grund sind die Aufnehmer mit Kugelköpfen ausgestattet worden, damit sie torsions- sowie schubkraftfrei zwischen den beweglichen Haltearmen und den Spindelhubgetrieben befestigt sind. Da sich die Meßbrücke bei Spannungseinspeisung erwärmt, ist es nach Herstellerangaben ratsam, die Aufnehmer etwa 60 Minuten vor Messungsbeginn anzuschließen.

4.2.2.2 Anstellwege

Die 4 Wegsensoren von der Firma ECKELMANN, Wiesbaden, sind optische Infrarot-Abstandssensoren zur berührungslosen Abstandsmessung (vgl. Bild 4.4). Der Abstand vom Sensor zu einem Objekt wird mittels des Triangulationsprinzips bestimmt. Ein fokussierter Lichtstrahl bildet einen Lichtfleck am Meßobjekt. Der zurückgestreute Lichtpunkt wird von einem positionsempfindlichen Detektor des Sensors erfaßt. Eine Abstandsänderung des Meßobjektes relativ zum Meßkopf bewirkt eine Verschiebung des abgebildeten Lichtpunktes auf dem Sensor, wodurch eine Berechnung des Abstandes zum Objekt ermöglicht wird. Versorgt werden die Wegmeßsensoren mit einer Eingangsspannung von $+ 24$ V Gleichspannung. Die Ausgangsgröße des Infrarot-Meßkopfes ist ein 1 bis 9 V Gleichspannungssignal.

Bei einem Meßbereich von 4 mm bedeutet dies, 1 V Spannungsänderung entspricht 0,5 mm Wegänderung. Eine automatische Verstellung der Lichtintensität des Sensors gestattet ein Messen an Oberflächen mit unterschiedlichen optischen Eigenschaften, z. B. hell oder dunkel, spiegelnd oder diffus reflektierend.

Meßungenauigkeiten können auftreten durch:

- stark reflektierende Oberflächen,
- Strukturveränderungen der Oberfläche des Meßobjektes,
- Fremdlicht, welches genau in das Frontglas des Meßsensors fällt,
- Verunreinigungen auf dem Frontglas,
- zu geringe Vorwärmzeit des Gerätes (mindestens 10 min),
- Änderung der Umgebungstemperatur.

Die Triangulationssensoren arbeiten in der Praxis sehr zuverlässig. Die reproduzierbare Genauigkeit liegt bei 3 μm .

4.2.2.3 Drehmoment

Die schleifringlose Drehmoment-Meßwelle T34FN der Firma HOTTINGER BALDWIN MEßTECHNIK, Darmstadt, ist lagerlos aufgebaut. Sie überträgt das Meßsignal von der Welle (Rotor) zum Gehäuse (Stator) berührungslos und arbeitet daher wartungsfrei. Es treten keinerlei Einflüsse auf das Meßsignal durch Lagererwärmung, Verschleiß oder Reibung auf. Der Rotor ist in Richtung der Hauptdehnungen mit Dehnungsmeßstreifen (DMS) in Form einer Wheatstone-Brücke versehen, mit welcher sowohl statische als auch dynamische Drehmomente von 1 bis 20 Nm gemessen werden können. Die Brückenausgangsspannung U_a wird einem mitrotierenden Spannungs-Frequenz-Umformer zugeführt. Dieser erzeugt Impulse, deren Wiederholfrequenz der Meßgröße proportional ist. Die vom Stator der Drehmoment-Meßwelle induktiv empfangenen Frequenzen zwischen 5 kHz und 15 kHz werden über ein Verbindungskabel zu einem Meßverstärker geleitet. Der Meßverstärker setzt die Eingangsfrequenzen f_e in Spannungen um (5 kHz $\hat{=}$ -10 V; 10 kHz $\hat{=}$ 0 V; 15 kHz $\hat{=}$ 10 V). Diese Spannungswerte entsprechen den Drehmomenten von -10 Nm ... 0 Nm ... +10 Nm. Die Meßwelle ist feingewuchtet und für Drehzahlen bis zu 40.000 min^{-1} zugelassen.

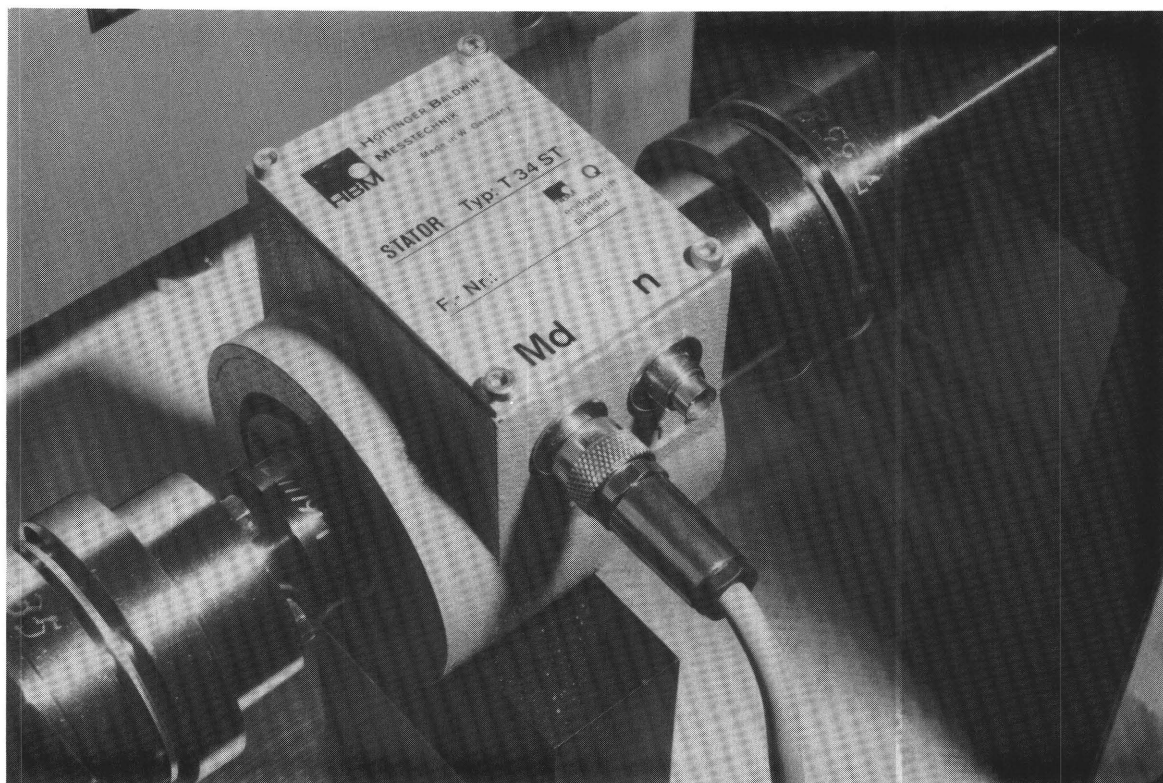


Bild 4.5: Drehmoment-Meßwelle im Hauptantriebsstrang

Da die Drehmoment-Meßwelle (Bild 4.5) ohne eigene Lagerung aufgebaut ist, müssen die Achsen des Hauptantriebsmotors und des Antriebszahnrades mit der Drehmoment-Meßwellenachse präzise fluchtend angebracht werden, da ansonsten der Rotor im Stator schleifen und diesen beschädigen könnte. Kleinere Fluchtungs-, Abstands- und Winkelfehler können durch die Lamellenkupplungen, die an beiden Wellenenden des Rotors angebracht sind, ausgeglichen werden. Der Hauptantriebsmotor, die Drehmoment-Meßwelle und das Antriebszahnrad stehen auf Konsolen, durch die sie mit dem Maschinentisch verschraubt sind.

4.2.2.4 Axialkräfte

Bei den Piezo-Kraftsensoren der Firma KISTLER, Ostfildern, handelt es sich um Quarzkristall-Kraftaufnehmer Typ 9251 A zum Messen der drei orthogonalen Komponenten F_x , F_y , F_z . Eine in beliebiger Richtung auf den Aufnehmer einwirkende Kraft F wird durch zwei Schubquarzpaare in die Kraftkomponenten F_x und F_y und durch ein Druckquarzpaar in die Kraftkomponente F_z aufgeteilt (vgl. Bild 4.5).

Durch mechanische Belastung wird in den Quarzscheiben elektrische Ladung erzeugt, welche proportional zur jeweiligen Kraftkomponente ist. Jeder Piezo-Kraftaufnehmer enthält sechs dieser Quarzscheiben, von denen je zwei für eine Kraft-richtung vorgesehen sind. Zwei Quarzscheiben sprechen auf Druck an, die restlichen vier auf Schub, wobei je zwei Scheiben pro Achse um 90° versetzt angeordnet sind. Je nach Krafrichtung werden positive bzw. negative Ladungen erzeugt. Da sich die elektrischen Ladungen mit der Zeit abbauen, sind Piezo-Kraftsensoren nur für dynamische Messungen geeignet.

Für jede der Kraftkomponenten wird im Meßelement ein proportionales Ladungssignal erzeugt, welches in einem nachgeschalteten Ladungsverstärker von KISTLER Typ 5011 in eine elektrische Spannung von ± 10 V umgewandelt wird. Diese Aufnehmer müssen unter hoher Vorspannung eingebaut werden, da die Querkräfte F_x und F_y durch Haftreibung von der Grund- und Deckplatte auf die Oberflächen des Kraftaufnehmers übertragen werden müssen.

Die hohe Vorspannkraft ist zusätzlich notwendig, um Zugkräfte messen zu können. Die eingestellte Vorspannkraft richtet sich nach den zu übertragenden Schubkräften, und es wird mit einer von der Firma KISTLER empfohlenen Standardvorspannung von 25 kN angezogen.

Die Aufnehmer verfügen über einen sehr großen Meßbereich, der bei Zug-Druckbelastung ± 5000 N und bei Schubbelastung ± 2500 N beträgt. Außerdem haben diese Aufnehmer eine sehr hohe Steifigkeit, dies bewirkt eine hohe Eigenfrequenz der Meßanordnung. Die Nachgiebigkeit der Piezo-Kraftaufnehmer ist damit deutlich geringer als bei DMS-basierenden Sensoren.

Bei Belastung eines 3-Komponenten-Kraftaufnehmers ausschließlich in Richtung einer Komponentenachse darf theoretisch an den Ausgängen der beiden anderen Achsen kein Signal erscheinen. Ein minimales Übersprechen ($F_z \rightarrow F_x, F_y < \pm 1\%$; $F_x \leftrightarrow F_y < \pm 3\%$; $F_x, F_y \rightarrow F_z < \pm 3\%$) läßt sich nicht vermeiden, da eine vollkommene Trennung der einzelnen Kraftkomponenten im Kraftmeßelement nicht möglich ist. Die Kraftaufnehmer haben eine Ansprechschwelle kleiner 0,01 N. Der Linearitätsfehler der Piezo-Kraftaufnehmer ist kleiner $\pm 0,3\%$ bei Full Scale (Vollausschlag).

4.2.2.5 Oberflächentemperaturen

Mit den Infrarot-Thermoelementen IRt/c der Firma ASM, Unterhaching, wurde das Temperaturverhalten der Gummiwalze untersucht. In den Meßfühlern der Thermoelemente wird an der Kontaktstelle zweier Leiter eine Thermospannung im Millivoltbereich erzeugt. Durch einen Verstärker im Interface-Modul wird die Ausgangsspannung auf einen Wert zwischen 0 und 10 V erhöht.

Die Sensoren tasten in der Ebene eine Kreisfläche ab, die sich je nach Meßabstand vergrößert oder verkleinert. Durch das Abtasten einer gekrümmten Oberfläche (Gummiwalze) wird die Abtastfläche zu einer räumlichen Ellipse. Aus Bild 4.6 wird deutlich, daß sich Abstand und idealer Abtastkreisdurchmesser im Verhältnis 1:2 verändern. Die Gummiwalze ist 150 mm breit und ihre Oberflächentemperatur soll durch sechs Thermoelemente kontrolliert werden, das heißt jedes Thermoelement muß 25 mm der Walzenbreite abtasten. Bei einem Verhältnis von 1:2 beträgt der Abstand der Sensoren zur Gummiwalze damit 12,5 mm. Damit kann das Temperaturprofil an der Walzenoberfläche auch in axialer Richtung aufgelöst werden.

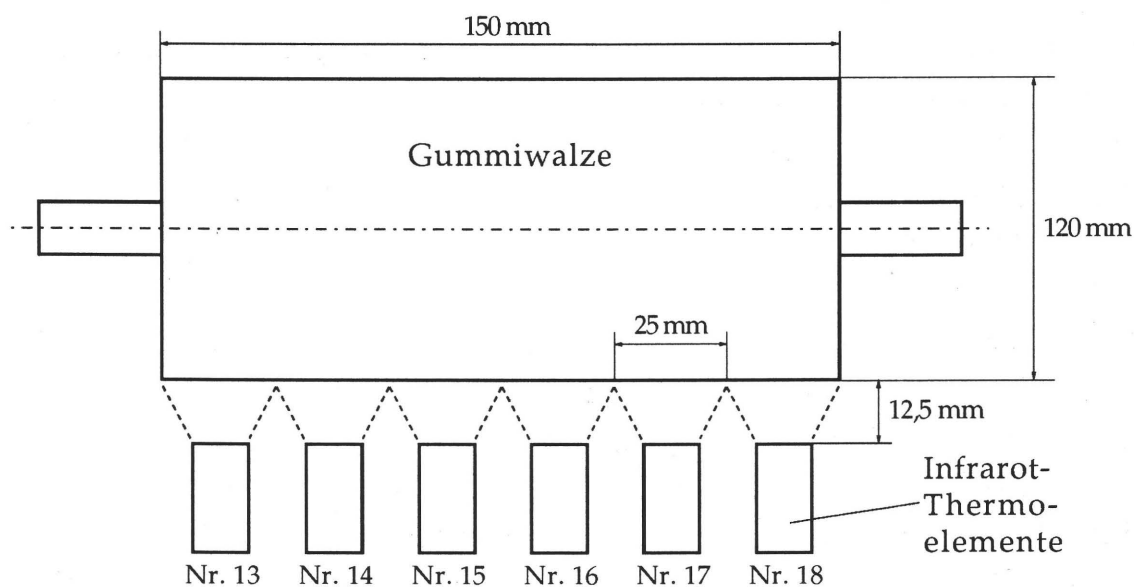


Bild 4.6: Anordnung der Infrarot-Thermoelemente

4.2.2.6 Drehzahlen

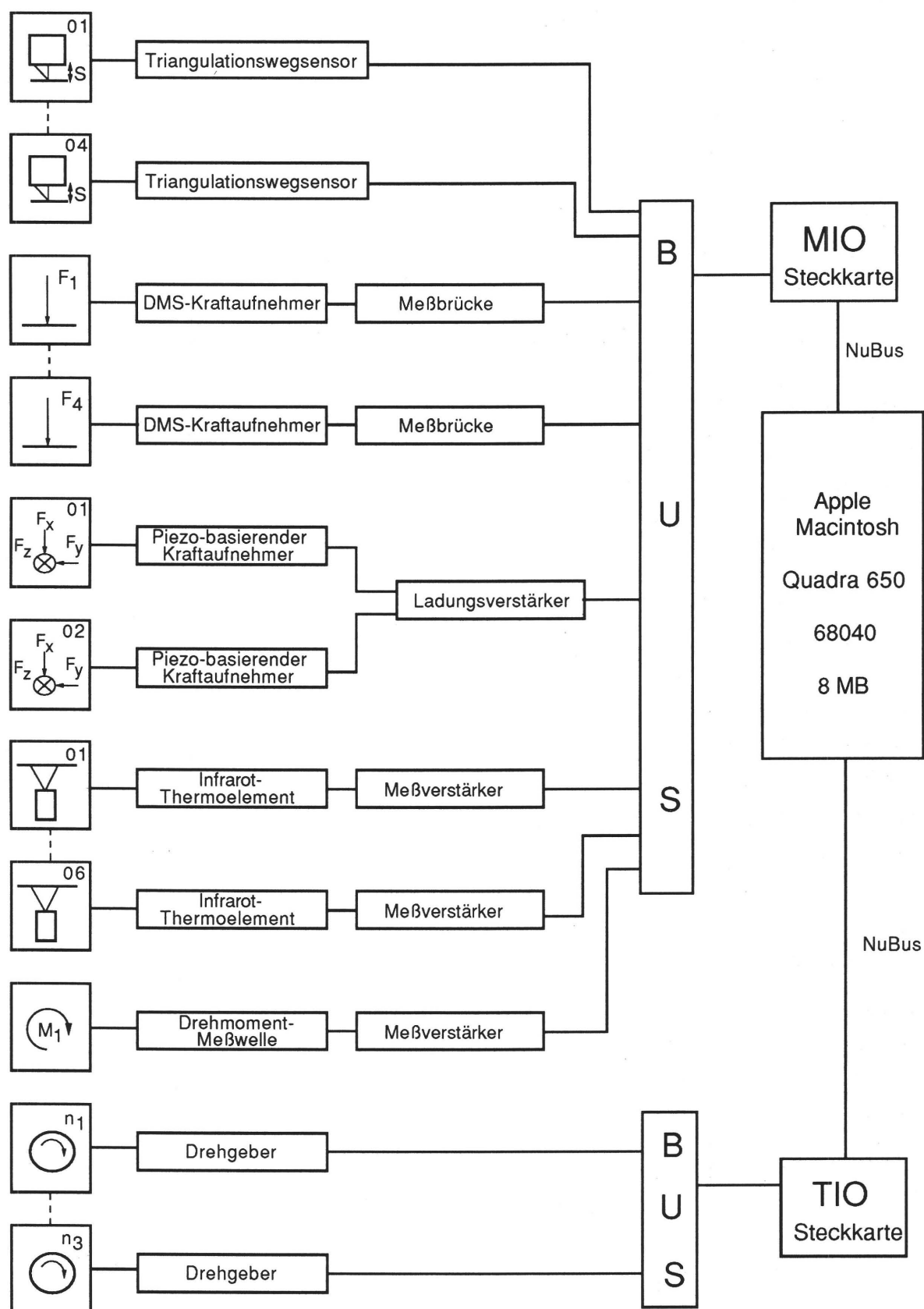
Zur Untersuchung von Schlupfeffekten zwischen Axialverreiber-, Test- und Anstellwalze ist eine präzise Erfassung der Drehzahlen dieser drei Walzen nötig. Sie wird mit Drehzahl-Inkrementalzählern der Fa. HEIDENHAIN, Traunreut, realisiert. Dabei hängt die Genauigkeit der Drehzahlmessung sowohl von der Impulszählung als auch von der gleichzeitigen Zeitmessung ab. Zur genauen Zeitmessung wurde keine rechnerinterne Zeitbasis verwendet, sondern es wurden, mittels eines selbsterstellten C-Programms, zwei Timerbausteine auf der Multi-I/O-Steckkarte programmiert, so daß sie einen 100 kHz Takt generieren und zählen. Diese dient als sehr genaue Zeitbasis. Bei Meßzeiten in der Größenordnung von Sekunden kann der hierdurch maximal entstehende Fehler vernachlässigt werden. Die Impulszählung kann prinzipbedingt einen Fehler von einem Impuls pro Messung enthalten. Bei 1000 Strichen am Umfang der Drehimpulsgeber und einer maximalen Umfangsgeschwindigkeit von 15 m/s ($n = 40 \text{ 1/s}$) kann so innerhalb 1 s Meßzeit ein kleinster Fehler von 1 : 40.000 (0,0025 %) entstehen.

4.2.3 Meßwertverarbeitung

Zur Aufbereitung der Sensordaten wurde ein modulares Meßwerterfassungssystem konzipiert und aufgebaut, das in Form eines 19-Zoll-Baugruppenträgers als Bindeglied zwischen den 16 analogen und 3 digitalen Sensoren des Versuchstandes und den zwei Meßwerterfassungskarten (NATIONAL INSTRUMENTS, München) im Meßrechner (APPLE MACINTOSH QUADRA) dient.

Im Blockschaltbild Meßtechnik auf der gegenüberliegenden Seite ist der Signalverlauf der einzelnen Sensoren bis zum Meßrechner dargestellt. Die insgesamt 16 Sensoren, die analoge Ausgangssignale liefern, sind über einen selbstdefinierten Bus im modularen Meßwerterfassungssystem mit einer MIO-Steckkarte (Multi-Input-Output) verbunden, die mittels 16-Kanal-Multiplexer und 12 bit A/D-Wandler die Meßwerte über den NuBus des Meßrechners einliest. Die drei Drehzahlinkrementalgeber liefern ein TTL-Signal an die TIO-Steckkarte (Timing-Input-Output), die, unter anderem, über 10 Stück 16-bit-Zähler verfügt.

Blockschaltbild Meßtechnik



Mit Hilfe eines C-Compilers (SYMANTEC) wurde ein Meßwert-Erfassungsprogramm erstellt, das die Analog/Digitalwandler der Steckkarten zyklisch abfragt und aus den erhaltenen Spannungswerten unter Verwendung von Eichfaktoren die gemessenen Größen berechnet, am Bildschirm anzeigt und in einem zur Weiterverarbeitung geeigneten Format als Datei speichert. Die Eichfaktoren stammen dabei entweder aus den mitgelieferten Kalibrierzeugnissen der jeweiligen Sensorhersteller oder aus selbst durchgeführten, umfangreichen Eichversuchen. Zur Auswertung der Drehzahlinformation der drei Walzen wurden durch entsprechende Programmierung dreimal zwei 16-bit-Counter kaskadiert, so daß sich drei 32-bit-Counter ergaben. Dadurch können auch bei mehrstündigen Messungen mit hohen Drehzahlen die Counter ohne Überlauf kontinuierlich die Anzahl der Striche hochzählen. Ohne die laufende Zählung zu unterbrechen, werden die drei Zähler vom Programm zyklisch ausgelesen (typisch alle 1 bis 10 s, konfigurierbar). Zur Zeitbasis für die Geschwindigkeitsangabe siehe auch Kapitel 4.2.1.6.

Da der Hardware-Aufbau der Meßtechnik und die entsprechende Software-Entwicklung parallel zum mechanischen Aufbau des Versuchsstandes betrieben wurde, konnten bereits 2 Tage nach Inbetriebnahme des mechanischen Teils die ersten Messungen vorgenommen werden.

5. Experimentelle Untersuchungen

5.1 Versuchsdurchführung

Die Versuche lassen sich aufgrund ihrer Durchführungsart in verschiedene Kategorien gliedern:

- Kurzzeitversuche mit und ohne Farbauftrag
- Langzeitversuche mit und ohne Farbauftrag
- Abkühlverhalten von gleichmäßig erwärmten Testwalzen

Die Nullpunktermittlung für den Anstellweg erfolgte nach dem Lichtspaltverfahren. Die Testwalze wurde solange zugestellt, bis sie vom Axialverreiber gerade mitgedreht werden konnte, obwohl in der Mitte der Berührungslinie noch ein Lichtspalt zu sehen war. Auf Tastendruck speicherte das Meßwert-Erfassungsprogramm diese Grundstellung, alle weiteren aufgenommenen Meßwerte sind relativ zu diesem Nullpunkt zu betrachten (zur Reproduzierbarkeit siehe Kapitel 5.1.2).

Die Zustellung der Testwalze erfolgte nach Messungsbeginn bei stillstehender Maschine. Anschließend wurden die Walzen vom Antriebsmotor langsam durchgedreht, damit sich die Farbe so dünn verteilen konnte, daß sie nicht weggeschleudert wurde. Dann wurde die gewünschte Axialverreiber-Umfangsgeschwindigkeit eingestellt und die Axialverreibung zugeschaltet.

Während der Walzenrotation wurden am Prüfstand keine Einstellungen mehr verändert. Bei den Langzeitversuchen konnte durch Beobachten der Bildschirmanzeige für die Temperatur das Erreichen des stationären Zustandes festgestellt werden. Die Axialverreibung wurde ausgeschaltet und der Axialverreiber angehalten. Noch während der Messung wurde die Testwalze vom Axialverreiber abgehoben und im Anschluß die Abkühlkurve aufgenommen. Da diese Versuche einige Stunden andauerten, war jede der verwendeten Testwalzen nur einmal pro Tag einsetzbar.

Die Versuche wurden in einem nicht klimatisierten Raum durchgeführt, der sich aber im Instituts Keller befindet, und daher nur geringen Temperaturschwankungen (während eines Tages, aber auch über die Jahreszeiten) ausge-

setzt ist. Dementsprechend erhöhte sich die Umgebungstemperatur durch anwesendes Versuchspersonal, Monitor, Rechner, etc. während eines Langzeitversuches um typischerweise 1 K.

Die Versuchsdurchführung im Trockenlauf erfolgte analog zu den Versuchen mit Farbauftrag, wobei auf die Axialverreibung verzichtet wurde. Die Versuche wurden in Axialverreiber-Mittelstellung, bei Langzeitversuchen bis zum Erreichen einer stationären Walzenaußentemperatur gefahren.

Um analytische und numerische Berechnungsmodelle zu überprüfen, wurden auch Abkühlkurven von gleichmäßig erwärmten Testwalzen aufgenommen. Für diese Versuche wurde eine Testwalze in einem Ofen mehrere Stunden auf verschiedene Temperaturen von 30°C bis 45°C durchgewärmt. Sie wurde nach der Entnahme aus dem Ofen innerhalb weniger Sekunden in den Walzenprüfstand eingesetzt, der unter Umgebungstemperatur stand, und der Verlauf der Oberflächentemperaturen über der Zeit wurde aufgezeichnet.

5.2 Reproduzierbarkeit der Ergebnisse

Zur Überprüfung der Reproduzierbarkeit der Anstellung wurden zwei kurz aufeinander folgende Versuche durchgeführt. Die Testwalze (Rollenoffsetmaterial 199 von der Firma BÖTTCHER, Köln) verblieb dabei im Prüfstand.

Nach der ersten Festlegung des Anstellnullpunktes bei trockener Walze erfolgte die Zustellung auf 0,1 mm, ohne daß die Walzen sich drehten. Nach dieser Einstellung wurde die Umfangsgeschwindigkeit in Schritten von 5 m/s auf 15 m/s gesteigert, wobei jede Geschwindigkeitsstufe ca. 30 s eingestellt blieb. Nach dem Anhalten der Maschine erfolgte die Zustellung auf 0,2 mm ohne erneute Nullung des Anstellweges. Anschließend lief die Maschine wieder bei den oben beschriebenen Geschwindigkeiten. Entsprechend erfolgte auch die Versuchsdurchführung für 0,3 mm Anstellung mit anschließender Walzenabstellung. Die Dauer für diesen Versuchsablauf betrug ca. 8 Minuten.

Nach ca. 5 Minuten folgte der zweite Versuchsdurchgang nach genau demselben Ablauf.

Im Rahmen dieser Untersuchung interessiert vor allem die Reproduzierbarkeit der Nullpunktermittlung vor jedem Messungsbeginn. Die Lage des Nullpunktes des Anstellweges und damit der tatsächlichen Zustellung beeinflusst alle anderen gemessenen Größen. Diese Einstellung könnte aufgrund von Rundlaufabweichungen und der Abhängigkeit vom Versuchsdurchführenden größeren Schwankungen unterworfen sein. Zu einer exakten statistischen Absicherung bedarf es jedoch einer wesentlich häufigeren Wiederholung der Nullpunktsetzung (mehrere hundert Vergleichsmessungen) als im folgenden dargestellt.

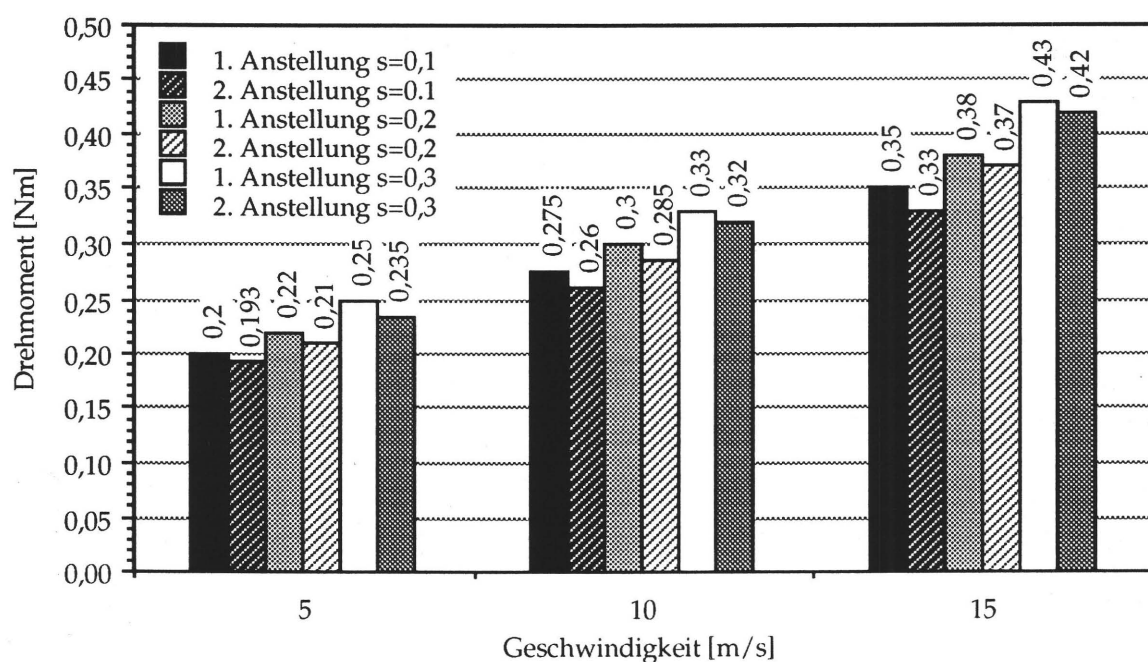


Bild 5.1: Reproduzierte Drehmomente

Innerhalb eines Geschwindigkeitsfeldes in den Säulendiagrammen steigt die Zustellung von links nach rechts an. Die zu vergleichenden Werte befinden sich paarweise nebeneinander. Die Nulllage der Wegmessung hat bei der zweiten Messung offensichtlich über der ersten Messung gelegen, d.h. die Anstellung war geringer als bei der 1. Messung. Entsprechend geringer sind die Werte für das Drehmoment ausgefallen. Diese Nullpunktsdifferenz macht sich bei den Drehmomenten mit ca. 0,01 Nm Differenz bemerkbar. Diese Abweichung liegt nur knapp oberhalb der Grenze der Meßgenauigkeit der Drehmomentenmessung (vgl. Kap. 4.2.2.3), weshalb die Methode der Nullpunktfindung als ausreichend gut reproduzierbar angesehen werden kann.

5.3 Ermittlung der Prüfstandverluste

Die Zusammenhänge zwischen mechanischen und thermischen Größen bei Gummiwalzen können indirekt über Verlustleistungen ermittelt werden. Dabei kommt der Drehmomentmessung eine entscheidende Bedeutung zu. Kann das viskoelastische Verlustmoment in der Gummiwalze bestimmt werden, so kann mit Hilfe der Drehzahl auch die Verlustleistung ermittelt werden. Der aus den Versuchen erhaltene Drehmomentmeßwert setzt sich dabei aus Getriebeverlusten, der Lagerreibung und dem gesuchten Verlustmoment der Testwalze zusammen.

Eine wichtige Aufgabe ist es, aus dem gemessenen Gesamtdrehmoment den Anteil der viskoelastischen Verluste zu bestimmen. Problematisch dabei ist, daß nicht nur die Verluste im Gummi, sondern auch das Verlustmoment des Versuchsstandes, insbesondere die Lagerreibung, eine Funktion von Anstellung und Drehzahl ist.

Zur Lösung dieses Problems wurden bei der Konstruktion des Versuchsstandes einige Vorkehrungen getroffen. Die Testwalze ist dreiteilig ausgeführt, der mittlere, gummibezogene Teil kann gegen die identisch ausgeführte metallharte Anstellwalze ausgetauscht werden. Da der Prüfstand auch eine kraftbetonte Zustellung erlaubt, kann so "hart auf hart" gefahren werden, wobei die Flansche mit der Walzenlagerung dieselben wie im normalen Betrieb "hart auf weich" sind. Bei dieser Vorgehensweise wird daher nur das tatsächliche Verlustmoment des Prüfstandes ohne die viskoelastischen Verluste in der Gummiwalze gemessen.

Die Vielzahl der zur Ermittlung der Verlustmomente nötigen Messungen sind hier exemplarisch anhand der Diagramme Bild 5.2 erläutert, die für eine Anstellkraft der Testwalze mit 0 N (Testwalze abgehoben) bzw. 189 N gelten. Das negative Vorzeichen der Drehmomente ergibt sich aus der gewählten Drehrichtung des Axialverreibers. Daß die Drehmomente nach dem Anhalten der Maschine nicht ganz auf Null zurückgehen, liegt daran, daß die Meßwelle mit DMS auf einer torsions-weichen Welle ausgestattet ist, und eine Restverformung dieser Welle aufgrund der Drehträgheit des Antriebsstranges nicht vollständig unterbunden werden kann. Dieser Fehler liegt allerdings in der Größenordnung der Meßgenauigkeit der gesamten Drehmomenterfassung

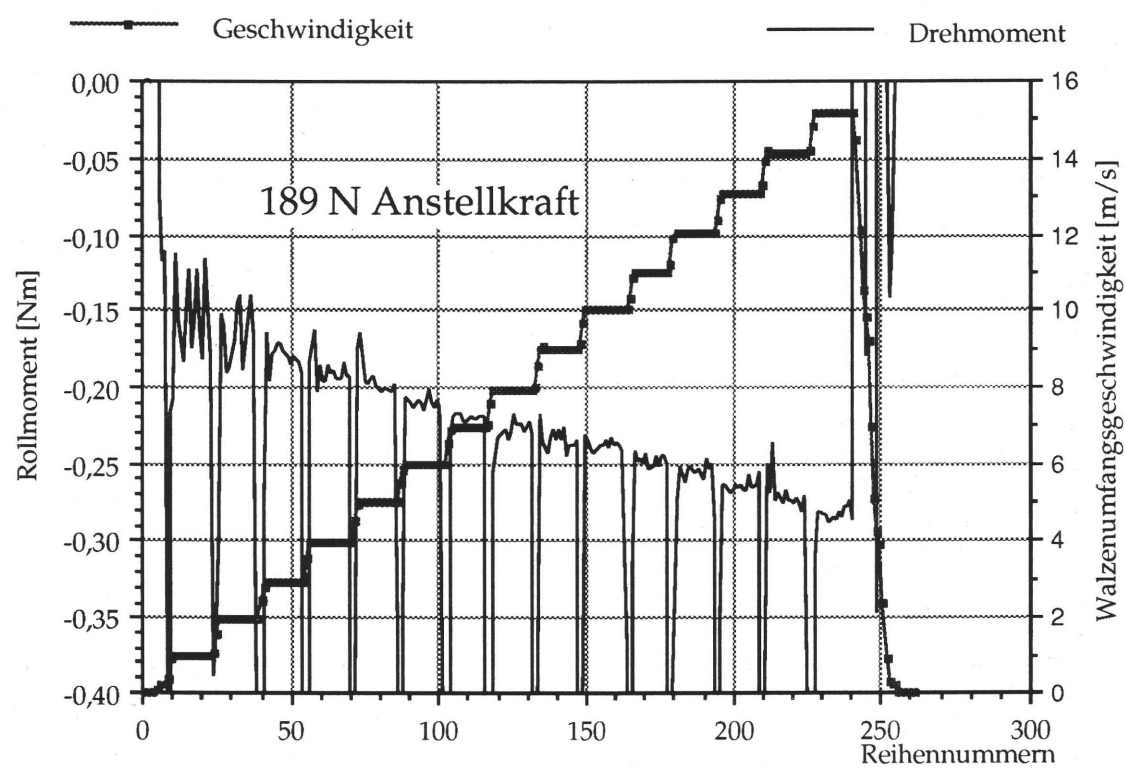
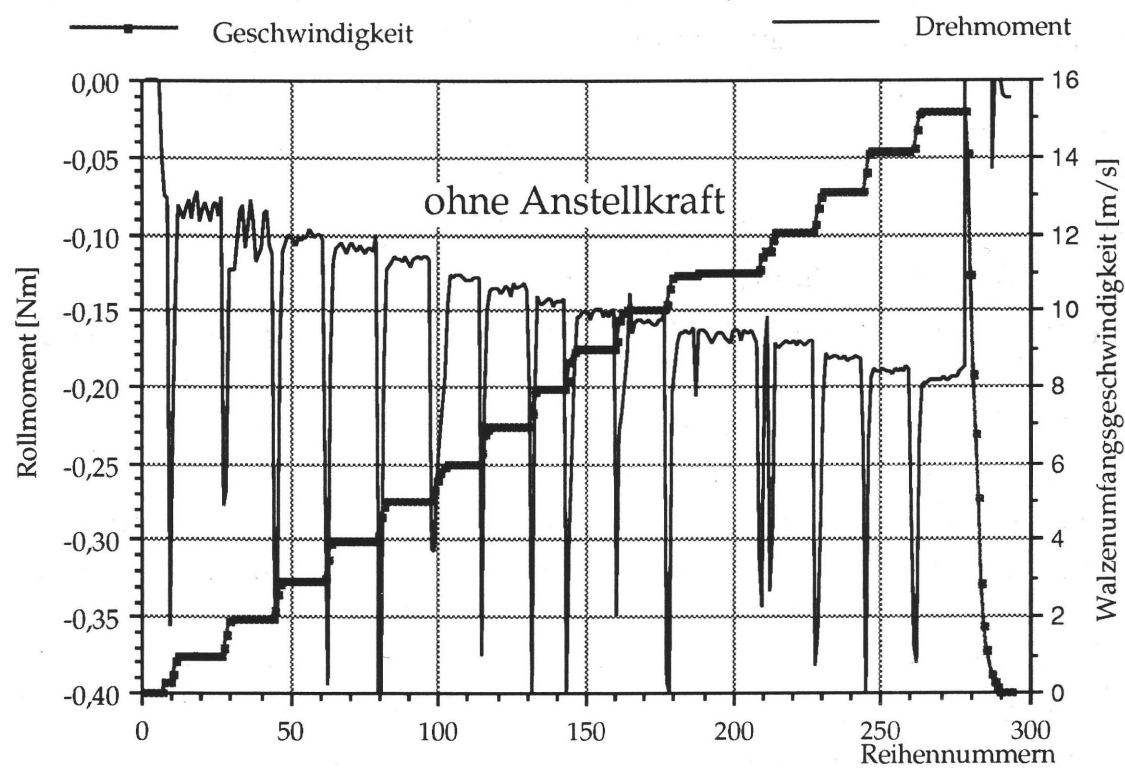


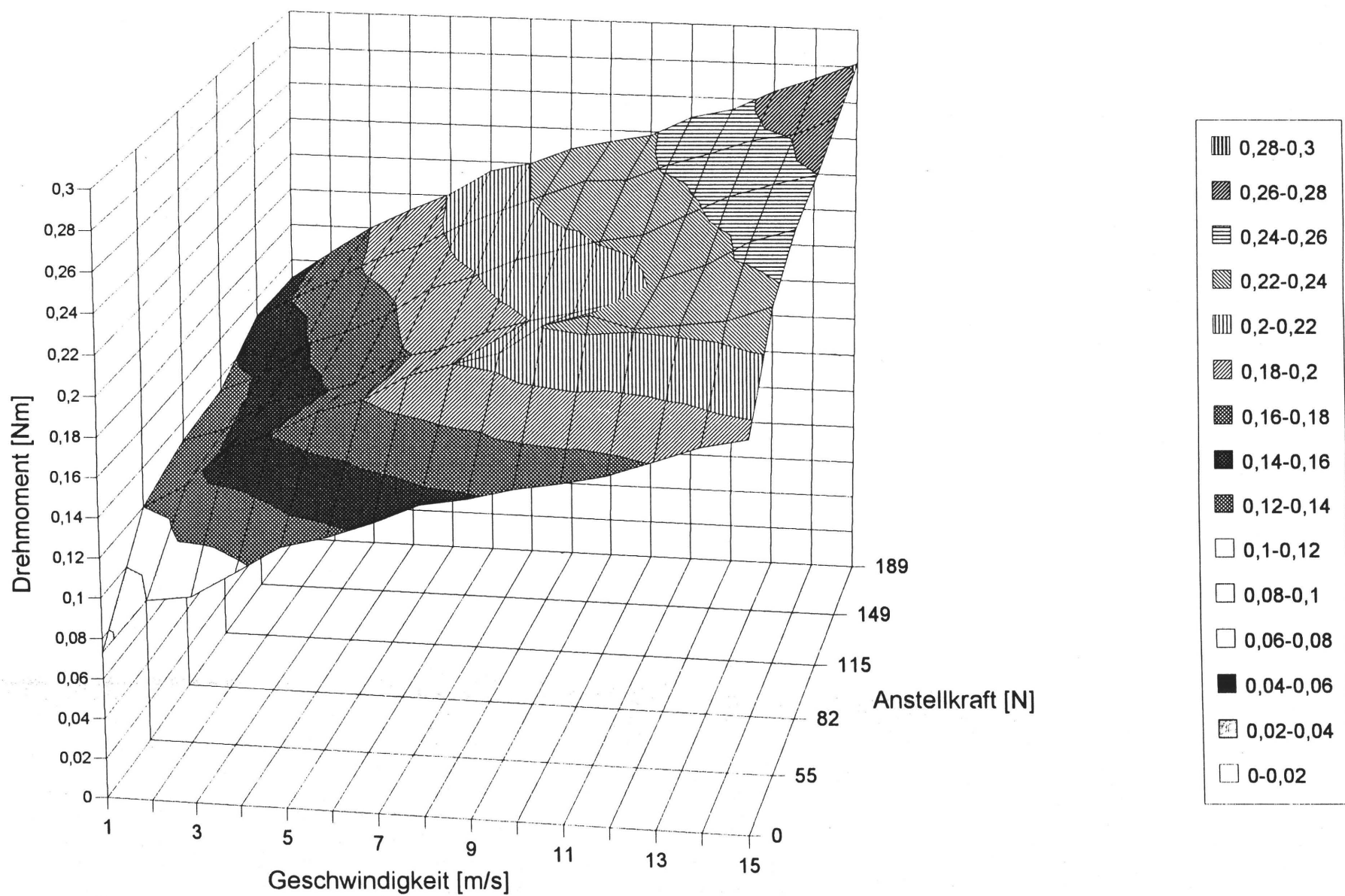
Bild 5.2: Rohdaten für Verlustmomente und Geschwindigkeiten

(siehe Kapitel 4), und ist daher tolerierbar. Aus 90 Einzelmessungen wie in Bild 5.2 gezeigt, wurde dann das Kennfeld der Prüfstand-Verlustmomente abhängig von Maschinengeschwindigkeit und Anstellkraft aufgebaut (Bild 5.3).

Das Kennfeld nach Bild 5.3 zeigt einen Einbruch des Rollmoments bei 82 N Anstellkraft über weite Geschwindigkeitsbereiche. Dies läßt sich mit dem Aufbau der Versuchseinrichtung erklären. Bis zu einer Anstellkraft von ca. 66 N findet keine wirklich ansteigende Lagerbelastung statt, sondern die Auflagerkräfte werden bis zu dieser Größenordnung von den Testwalzenlagern auf die Axialverreiberlager weitergeleitet. Man könnte demnach also ein konstantes Rollmoment bei konstanter Geschwindigkeit und ansteigender Anstellkraft erwarten. Da der Axialverreiber und die Testwalze jedoch in verschiedenartigen Lagern laufen, ändern sich die Rollmomente entsprechend der Rollwiderstands-Charakteristik der Lagertypen. Bei ca. 66 N findet dann ein Vorzeichenwechsel der Auflagerkraft in den Testwalzenlagern des Zweiwalzen-Systems statt, und die Testwalze rotiert in diesem Moment, unter Vernachlässigung der Tangentialkräfte in der Walzenberührlinie, fast auflagerkraftfrei. Dieser Anstellkraftbereich ist bei den kraftbetont zugestellten Testläufen möglichst zu vermeiden. Erst bei größeren Anstellkräften werden die Walzenlager insgesamt tatsächlich höher belastet und die Rollmomente steigen weiter an.

Um aus den in Bild 5.3 dargestellten Messungen des Gesamtdrehmoments die viskoelastischen Verluste zu ermitteln, wird wie folgt vorgegangen: Da während eines Testlaufs vom Meßrechner des Versuchstandes sämtliche Daten quasi gleichzeitig aufgezeichnet werden, kann einer bestimmten Wegzustellung auch der entsprechende Kraftmeßwert zugeordnet werden. Zusammen mit der aufgezeichneten Geschwindigkeit zu diesem Zeitpunkt wird dann im Kennfeld nach Bild 5.3 das zugehörige Prüfstand-Verlustmoment aufgesucht und vom Gesamtdrehmoment abgezogen.

Dieses Verfahren von Hand durchzuführen ist sehr aufwendig. Daher wurde ein entsprechendes C-Programm erstellt, damit im Meßwerterfassungsrechner außer dem Gesamtdrehmoment auch das um die Prüfstandverluste korrigierte viskoelastische Verlustmoment zur weiteren Auswertung zur Verfügung steht. Das hierzu verwendete Verfahren der linearen Interpolation im Rollmomentenfeld soll mit Hilfe von Bild 5.4 näher erläutert werden.



Die Zulässigkeit dieses Verfahrens läßt sich mit der Engmaschigkeit des durchsuchten Feldes und den sich daraus ergebenden kleinen Abweichungen zwischen wirklichem und interpoliertem Rollmoment begründen (Abweichungen sind kleiner als die Meßgenauigkeit der Drehmomentmeßwelle).

Das so berechnete viskoelastische Verlustmoment wird im folgenden auf die Walzenbreite bezogen (Bezeichnung: Liniendrehmoment, Einheit: $[\text{Nm}/\text{m}]$) um, analog zur Linienlast bei der Anstellung, Angaben unabhängig von der Maschinenbreite machen zu können.

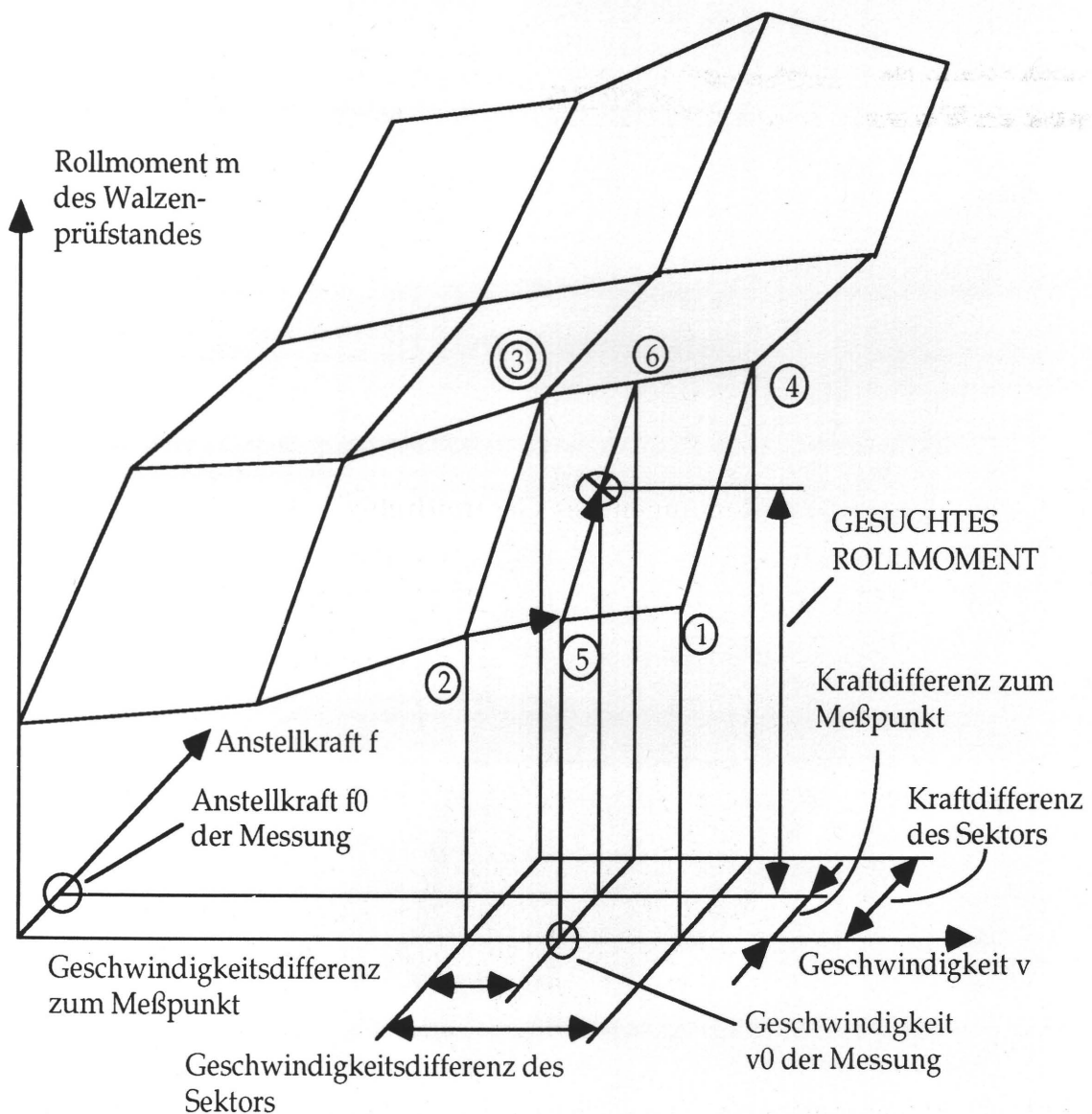


Bild 5.4: Interpolation der Verlustmomente

5.4 Kurzzeit-Versuche

5.4.1 Einflüsse auf die Anstellkraft

Mit den vorhandenen Testwalzen wurden umfangreiche Rollversuche im Trockenlauf durchgeführt. Alle hier eingesetzten Testwalzen besitzen eine Arbeitsbreite von 150 mm, einen Kerndurchmesser von 90 mm und eine Bezugsstärke von 15 mm, woraus sich ein Außendurchmesser von 120 mm ergibt.

Ziel der ersten Versuche war es, aus der Literatur bekannte experimentelle Untersuchungen nachzuvollziehen, um durch Vergleich etwaige prinzipielle Meßfehler der Versuchsanordnung erkennen zu können. Dazu ist in Bild 5.5 ein Diagramm aus /50/ dargestellt.

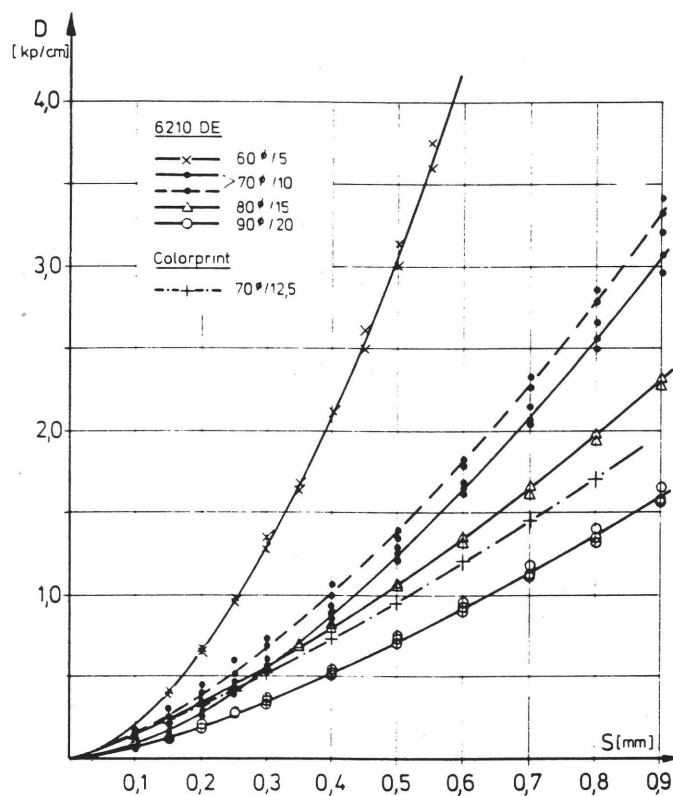


Bild 5.5: Anstellkraft über Anstellweg nach einer Messung von GLÜCK /50/
 $1 \text{ kp/cm} \cong 1 \text{ N/mm}$; Material 6210 DE, Drehzahl: $6,7 \text{ 1/s}$

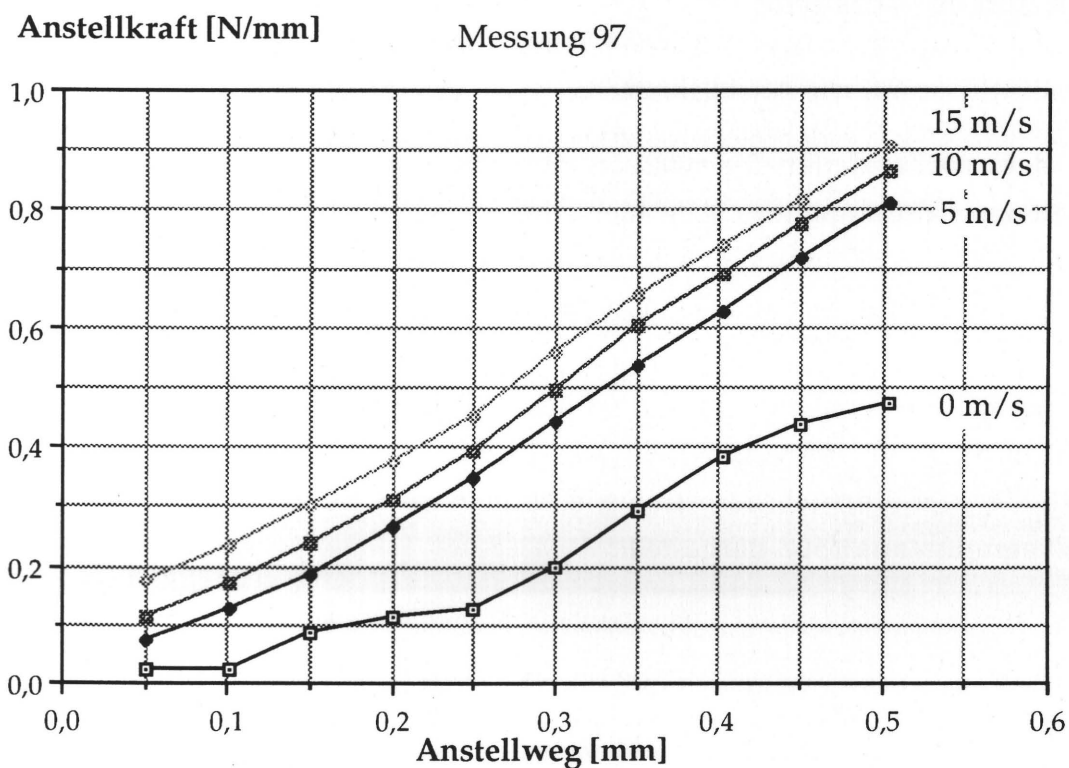


Bild 5.6: Anstellkraft bei Material 199 im Trockenlauf

Einen direkten Vergleich mit den von GLÜCK gemessenen Daten ermöglicht Diagramm 5.6, das die von uns ermittelten Anstellkräfte am Rollenmaterial 199 zeigt. Bei diesen vergleichbaren Messungen wurde im Trockenlauf ohne Axialverreibung wegbetont angestellt. Bei der GLÜCK'schen Messung wurde mit konstanter Drehzahl gefahren, was je nach Walzendurchmesser unterschiedliche Geschwindigkeiten von bis zu 1,9 m/s ergibt. Da der nun zur Verfügung stehende Versuchsstand für die heutigen Druckgeschwindigkeiten von bis zu 15 m/s ausgelegt ist, wurden die Versuche zusätzlich auch bei diesen Geschwindigkeiten gefahren, wie in Bild 5.6 dargestellt.

Vergleicht man den Verlauf der Kurve 90/20 in Bild 5.5, was am ehesten den geometrischen Verhältnissen am neuen Versuchsstand entspricht, mit dem der Kurve 5 m/s in Bild 5.6, erkennt man eine sowohl qualitativ wie auch quantitativ gute Übereinstimmung. Die Kurve der Anstellkräfte verläuft über der Anstellung leicht nach unten durchgebogen, das Materialverhalten ist also auch bei geringen absoluten Dehnungen bereits leicht nichtlinear (0,15 mm Zustellung entspricht bei 15 mm Materialstärke einer Dehnung von 1 %).

Auch bei weiteren Vergleichen mit Messungen von GLÜCK, z. B. "Drehmoment über der Anstellung" oder "Anstellkraft über der Geschwindigkeit", konnten gute Übereinstimmungen festgestellt werden, was hier nicht ausführlich dargestellt werden soll. Dies läßt darauf schließen, daß mit dem neu aufgebauten Versuchsstand aussagefähige Ergebnisse erzielt werden können.

Darüber hinaus ist aus Bild 5.6 zu ersehen, daß die Anstellkraft mit der Umfangsgeschwindigkeit zunimmt. Diese dynamische Verhärtung erklärt sich zum einen aus der Fliehkraftwirkung und zum anderen aus der bekannten Zunahme des E-Moduls mit steigender Nippfrequenz (15 m/s entspricht bei 120 mm Durchmesser mit einer Kontaktstelle einer Nippfrequenz von 40 Hz). Interessant ist hier, daß bei kleinen Anstellungen die prozentuale Änderung mit der Geschwindigkeit besonders groß ist. Bei 0,15 mm Anstellung ergibt sich bei einer Umfangsgeschwindigkeit von 5 m/s eine Verdopplung und bei 15 m/s eine Verdreifachung der Anstellkräfte gegenüber der statischen Zustellung.

Der unruhige Kurvenverlauf bei 0 m/s, d.h. bei statischer Anstellung, erklärt sich aus der Relaxation des viskoelastischen Materials bei konstanter Dehnung. Bei einer fest vorgegebenen Dehnung sinkt die Spannung im viskoelastischen Material über der Zeit ab und nähert sich asymptotisch einem Endwert. Ist bei gleicher Anstellung der Zeitpunkt vom Dehnungsbeginn bis zur Messung unterschiedlich, so wird auch der zugehörige Kraftwert unterschiedlich sein. Dies hat auch in der Praxis Auswirkungen, z.B. bei der Anstellung der Walzen auf Streifenbreite. Hier sollte die Dauer vom Dehnungsbeginn (Anstellung) bis zur Messung möglichst gleich sein.

Bei den hier dargestellten Messungen wurde in einem abgeschlossenen 2- oder 3-Walzen-System gefahren. Die zugeführte Menge an Offsetfarbe wurde durch Wägung ermittelt. Mit der Annahme einer näherungsweise gleichen Verteilung dieser Farbmenge nach einigen Überrollungen ist daraus die mittlere Farbschichtdicke ermittelbar.

Bild 5.7 zeigt eine Darstellung der Anstellkraft über dem Anstellweg mit dem Parameter Umfangsgeschwindigkeit, die aus verschiedenen Einzelmessungen gewonnen wurde. Die Dicke der Farbschicht betrug dabei $8\text{ }\mu\text{m}$, alle übrigen Parameter entsprechen den in Bild 5.6 dargestellten Messungen im Trockenlauf, so daß die beiden Diagramme direkt miteinander verglichen werden können.

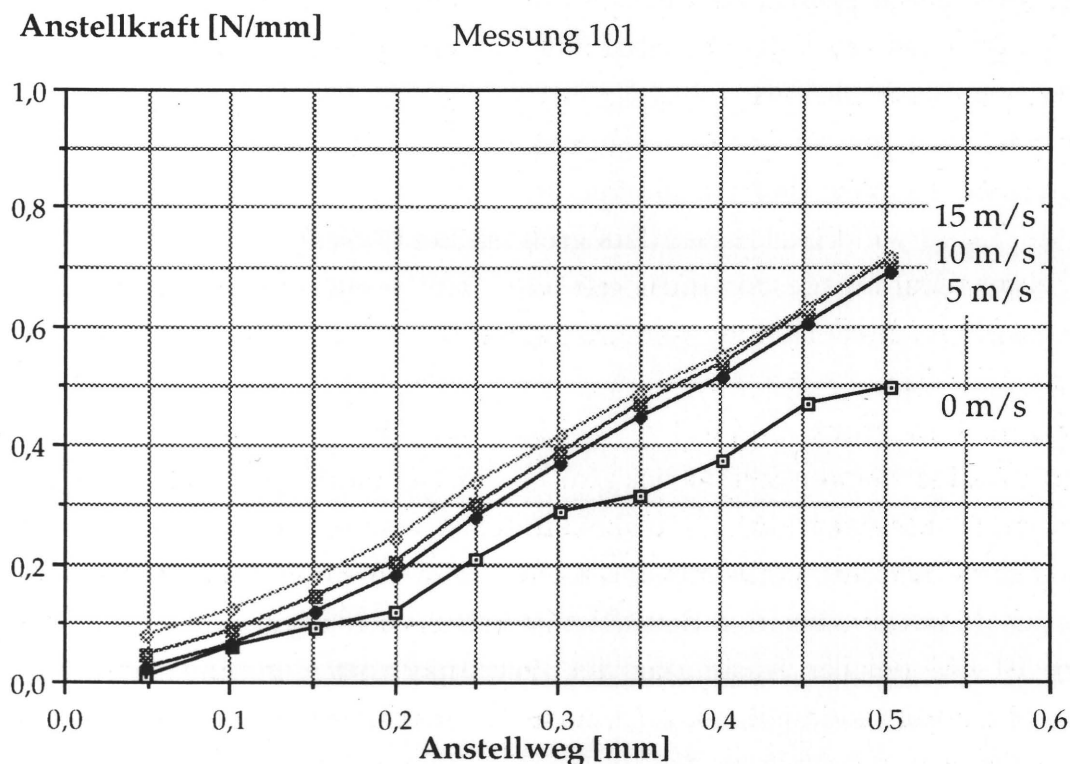


Bild 5.7: Anstellkraft bei Material 199 mit $8\text{ }\mu\text{m}$ Farbschicht

Vergleicht man die Anstellkräfte mit und ohne Farbe, stellt man zunächst fest, daß im statischen Zustand (0 m/s) die Anwesenheit von Farbe die herrschende Anstellkraft kaum verändert. Dies erscheint sinnvoll, da eine Anstellung im Bereich von mehreren hundert μm durch eine Schichtdicke von $8\text{ }\mu\text{m}$ kaum erhöht wird. Es ist lediglich denkbar, daß die Anwesenheit von Farbe eine Verringerung der Oberflächenreibung hervorruft, die einer Verformungsbehinderung an der Walzenoberfläche entgegenwirkt und damit zu etwas geringeren Anstellkräften führen müßte (vgl. /92/).

Dagegen bewirkt im dynamischen Zustand (Kurven 5 - 15 m/s) die Anwesenheit von Farbe eine erhebliche Änderung der gemessenen Anstellkraft. Beträgt die Anstellkraft mit Farbe bei 15 m/s und einer Zustellung von 0,2 mm etwa 0,24 N/mm, so lag sie im Trockenlauf um etwa 50 % darüber (ca. 0,37 N/mm). Die Verringerung der dynamischen Anstellkraft bei der Anwesenheit von Farbe kann auf Farbspaltungskräfte im Walzenspaltauslauf zurückgeführt werden, die der Anstellkraft entgegenwirken. Dies muß nicht zwangsläufig zu einer geringeren Spannung im Gummi führen, denn es ist auch möglich, daß ein Walzenelement im Spaltdurchlauf zunächst die volle Druckspannung im Walzenspalt erfährt, um dann im Spaltauslauf durch die Farbspaltung eine Zugspannung zu erfahren, die eine Rückverformung des Gummimaterials unterstützt.

Die dynamische Kraft im Walzenspalt und die im Spaltauslauf entstehende Zugkraft sind zwei nach Größe und Richtung unbekannte Vektoren (4 Unbekannte). Mit einer Anstellkraftmessung in einer Richtung ist nur eine summarische Bewertung dieser Kraftgrößen möglich. Auch mit einer Kraftmessung in zwei Ebenen können diese beiden Vektoren nicht vollständig erfaßt werden (2 Meßwerte für 4 Unbekannte). Genauere Kenntnisse der Spannungsverteilung im Walzenspalt sind nur von mitrotierenden Sensoren, etwa im Axialverreiber, zu erwarten. Eine solche Untersuchung war nicht Gegenstand des hier dargestellten Forschungsvorhabens. Wegen der großen Bedeutung dieser Kenntnisse ist jedoch im Verlauf des Vorhabens ein solcher Sensor für zukünftige Untersuchungen entwickelt worden (/95/).

Bild 5.8 zeigt eine Darstellung der Anstellkraft über der Farbschichtdicke. Bei diesem Versuch im abgeschlossenen 2-Walzen-System mit Axialverreibung wurde die Farbschichtdicke diskontinuierlich erhöht und für jede gravimetrisch bestimmte Schichtdicke eine mittlere Anstellkraft aufgezeichnet. Gegenüber dem Trockenlauf sinkt zunächst die Anstellkraft mit steigender Schichtdicke ab, was wie oben auf die Farbspaltungskräfte im Spaltauslauf zurückgeführt werden kann. Mit weiter zunehmender Schichtdicke knickt dann jedoch der Verlauf der Anstellkraft nach oben und nimmt kontinuierlich mit der Schichtdicke zu. Dies hat vermutlich zwei Ursachen: zum einen kommt mehr und mehr die Anstellungserhöhung durch die Anwesenheit der inkompressiblen Farbschicht zum Tragen (15 µm Schichtdicke an einer Walze ergibt bei 0,3 mm Anstellung eine Erhöhung von 10 %). Gleichzeitig steigen

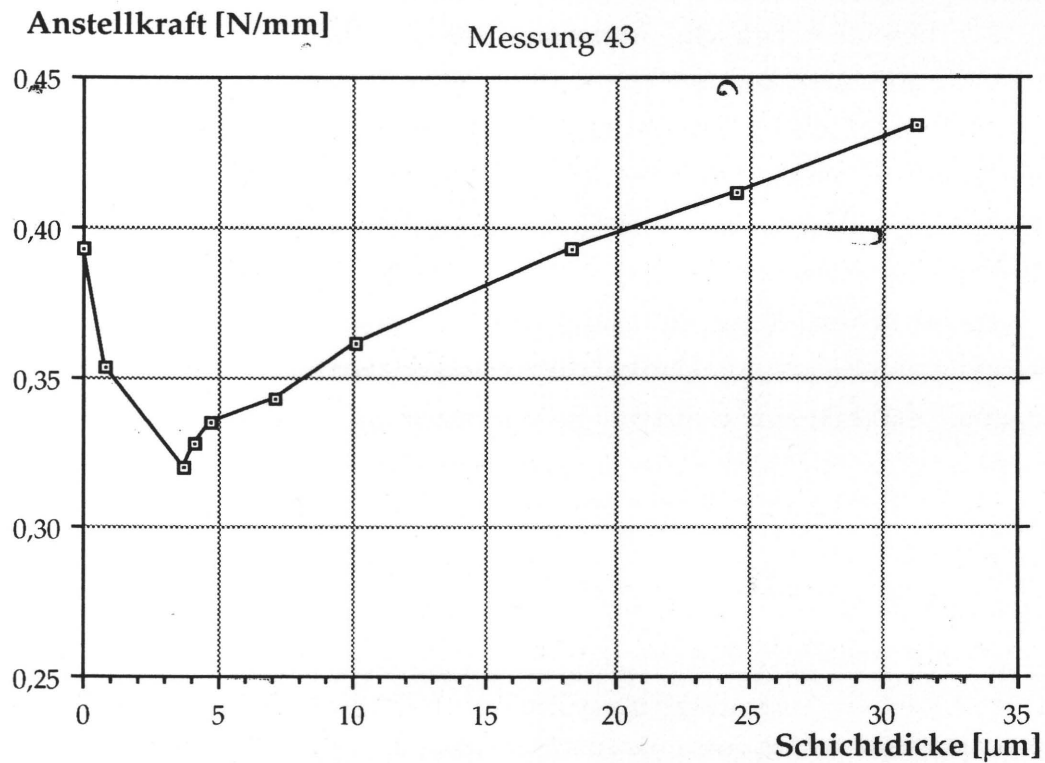


Bild 5.8: Anstellkraft bei Material 299, Anstellung 0,3 mm, 5 m/s

die Farbspaltungskräfte, die der Anstellkraftherhöhung entgegenwirken könnten, nicht proportional zur Schichtdicke an. Es ist vielmehr zu vermuten, daß nicht das gesamte Farbvolumen, sondern nur eine Deckschicht an der Spaltung beteiligt ist und es daher bei weiterer Erhöhung der Schichtstärke nicht mehr zu einem Anstieg der Farbspaltungskräfte kommt (siehe auch Kap. 5.4.2 *Einflüsse auf das Drehmoment*).

5.4.2 Einflüsse auf das Drehmoment

Bild 5.9 zeigt eine Messung des Drehmoments über dem Anstellweg mit dem Parameter Umfangsgeschwindigkeit. Dieser Versuch wurde am 2-Walzen-System im Trockenlauf mit dem Material 199 bei wegbetonter Anstellung durchgeführt. Der hier dargestellte Drehmomentmeßwert setzt sich aus Getriebeverlusten, der Lagerreibung und dem Verlustmoment der Testwalze zusammen.

Zum Vergleich ist in Bild 5.10 das Gesamtdrehmoment über dem Anstellweg, wieder mit dem Parameter Umfangsgeschwindigkeit dargestellt, wobei hier eine Farbschicht von 8 μm Dicke aufgetragen war. Die übrigen Parameter entsprechen den in Bild 5.9 dargestellten Messungen des Gesamtdrehmoments im Trockenlauf.

Gegenüber den Messungen ohne Farbe in Bild 5.10 kommt zu den Verlusten im Prüfstand und in der Testwalze noch das zur Farbspaltung erforderliche Moment hinzu. Die hier eingesetzte Farbe liegt mit ihrer Viskosität am oberen Ende der Skala der im Offset eingesetzten Farben. Das zur Aufrechterhaltung der Farbspaltung nötige Drehmoment ist daher auch relativ groß. Für die in der Praxis zu erwartenden Werte stellen die im folgenden gezeigten Meßwerte aus diesem Grund einen oberen Grenzwert für Kräfte und Momente zur Farbspaltung dar. Bild 5.10 zeigt, daß sowohl mit zunehmender Anstellung als auch mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit der zur Farbspaltung erforderliche Drehmomentanteil zunimmt. Beim Vergleich mit dem Trockenlauf in Bild 5.9 ist jedoch erkennbar, daß bei hohen Geschwindigkeiten der Anteil der viskoelastischen Verluste am gesamten Leistungsbedarf größer wird.

Drehmoment [Nm/m]

Messung 97

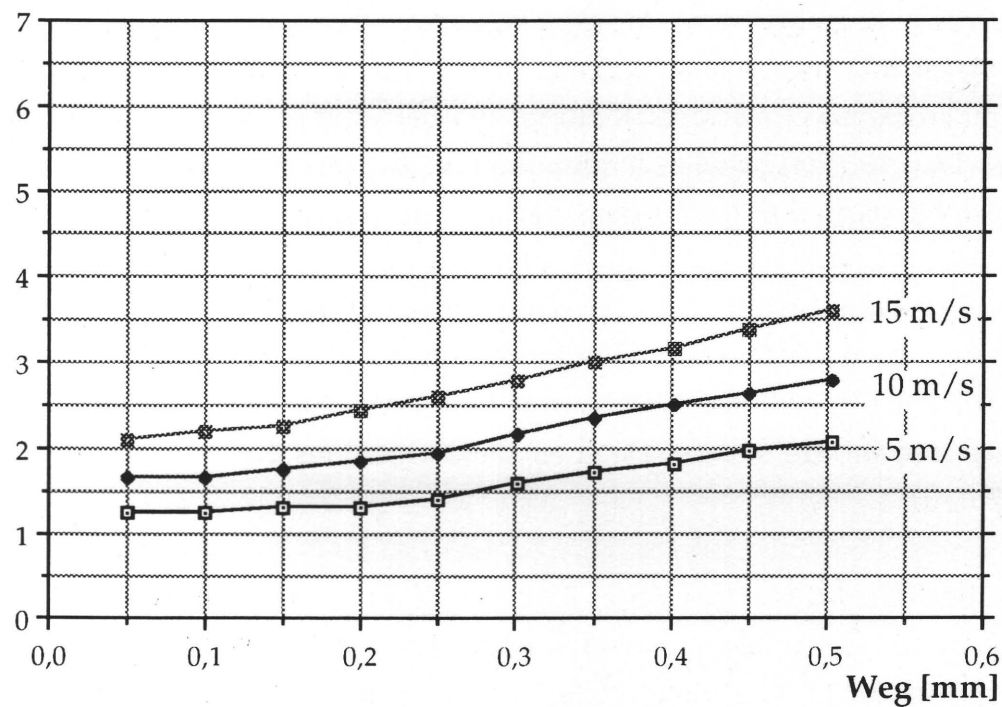


Bild 5.9: Drehmoment bei Material 199 im Trockenlauf

Drehmoment [Nm/m]

Messung 101

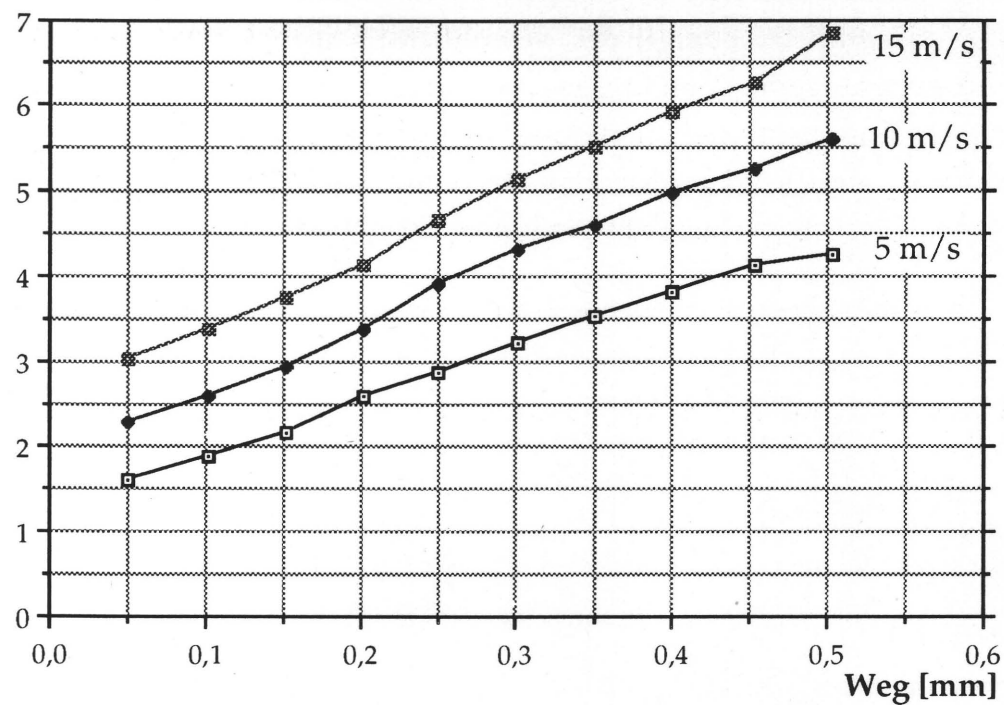


Bild 5.10: Drehmoment bei Material 199 mit 8 µm Farbschicht

Zur detaillierteren Beurteilung des Drehmomentbedarfes zur Farbspaltung ist in Bild 5.11 das Gesamtdrehmoment über der Farbschichtdicke aufgetragen. Bei diesen Versuchen wurde im 2-Walzen-System das Material 299 mit 0,3 mm angestellt. Sehr interessant ist nun, daß das erforderliche Drehmoment bei geringen Schichtdickensteigerungen stark zunimmt, ab etwa 7 μm Schichtdicke jedoch einen sehr flachen Verlauf nimmt. Dies läßt den Schluß zu, daß nicht das gesamte Farbvolumen, sondern nur eine obere Deckschicht maßgeblichen Anteil an der Farbspaltung hat (vgl. Kapitel 5.4.1).

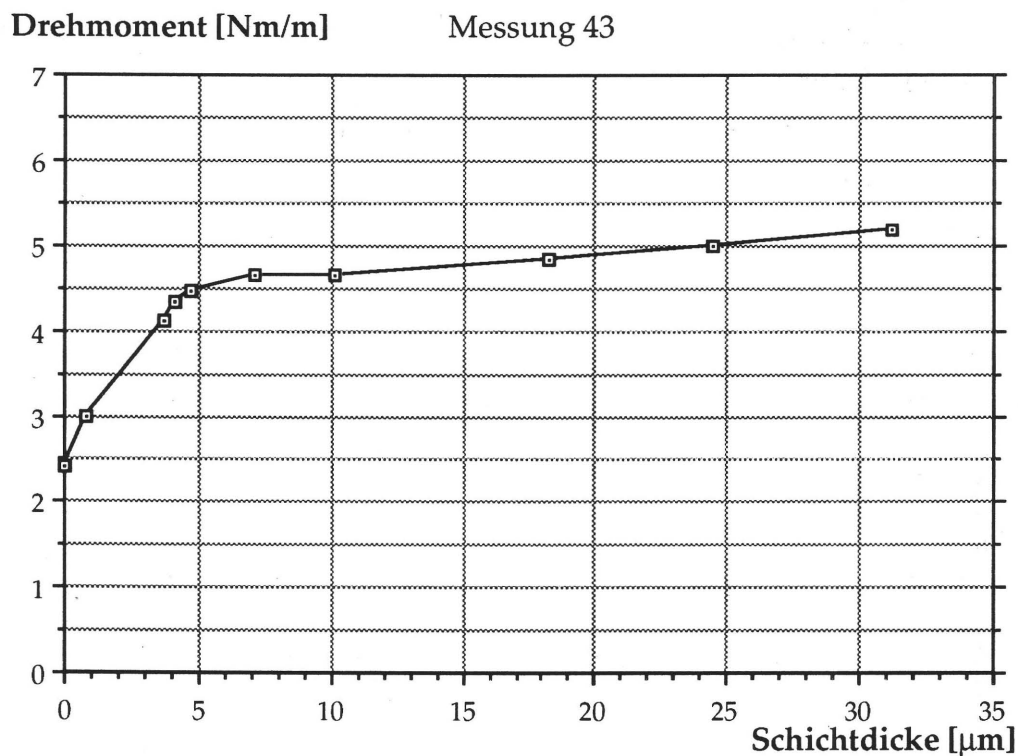


Bild 5.11: Gesamtdrehmoment bei Material 299, Anstellung 0,3 mm, 5 m/s

5.4.3 Einflüsse auf die Axialkraft

Die gesamte Leistung, die einer Farbwerkswalze zugeführt wird, besteht jedoch nicht nur aus dem zur Rotation erforderlichen Beitrag. Auch die axiale Verreibung hat einen Anteil daran. Zur Beurteilung dieses Einflusses können am Versuchsstand die in axialer Richtung auf die Testwalze wirkenden Kräfte gemessen werden. Bild 5.12 zeigt die auf die Walzenbreite bezogene maximale Axialkraft an der Gummiwalze aus dem Material 299 bei 0,3 mm Zustellung und einer Umfangsgeschwindigkeit von 5 m/s. Die Axialverreibung erfolgte sinusförmig mit 30 mm Hub und der Frequenz 1 Hz (Drehzahl-Hubzahl-Verhältnis 13:1).

Bei geringen Schichtdicken von bis zu 5 μm steigt die Axialkraft zunächst an, dann folgt ein Abfall, wobei erst ab 15 μm Schichtdicke die Axialkraft geringer als im Trockenlauf ist (Schichtdicke 0 μm). Ein solcher Knick im Kurvenverlauf deutet auf zwei gegenläufig wirkende Einflüsse hin.

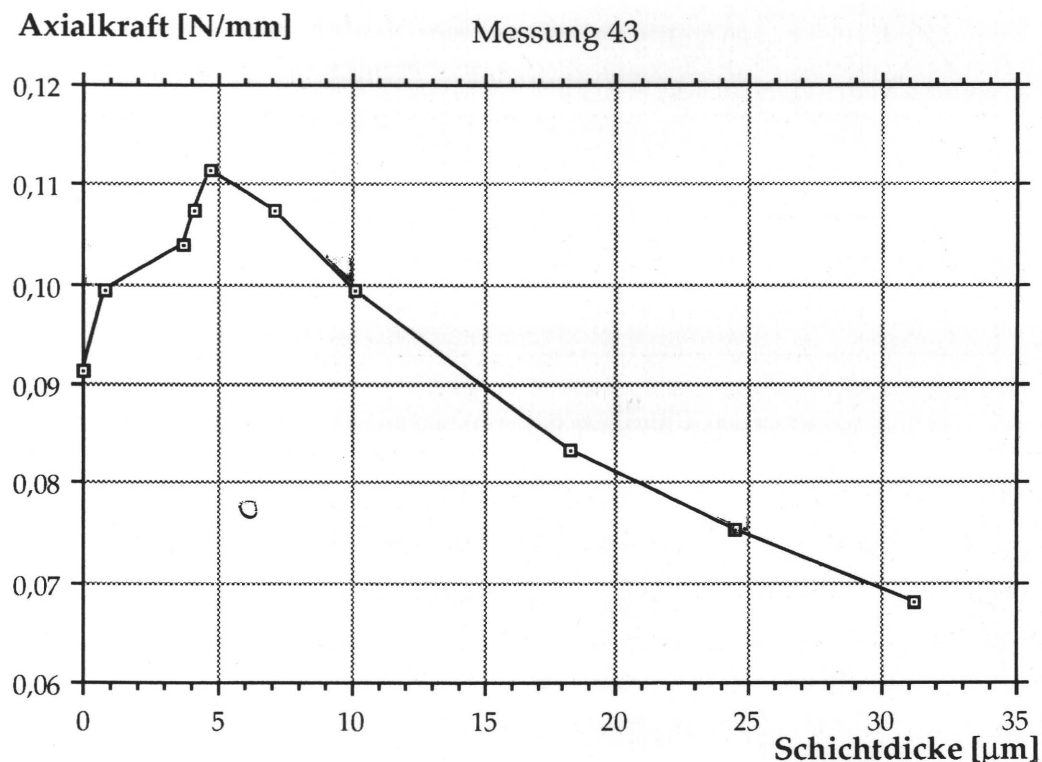


Bild 5.12: Axialkraft bei Material 299, Anstellung 0,3 mm, 5 m/s
Verreibung: 1 Hz, Sinus, 30 mm Hub

Zur besseren Beurteilung der Zusammenhänge kann Bild 5.8 verwendet werden. Dort war aus dem gleichen Versuch die zugehörige Anstellkraft über der Schichtdicke aufgetragen. Mit der Kenntnis von Anstellkraft und Axialkraft kann für jede Schichtdicke der Reibwert $\mu = F_{\text{Reib}} / F_{\text{Normal}}$ nach COULOMB gebildet werden, wie in Bild 5.13 dargestellt.

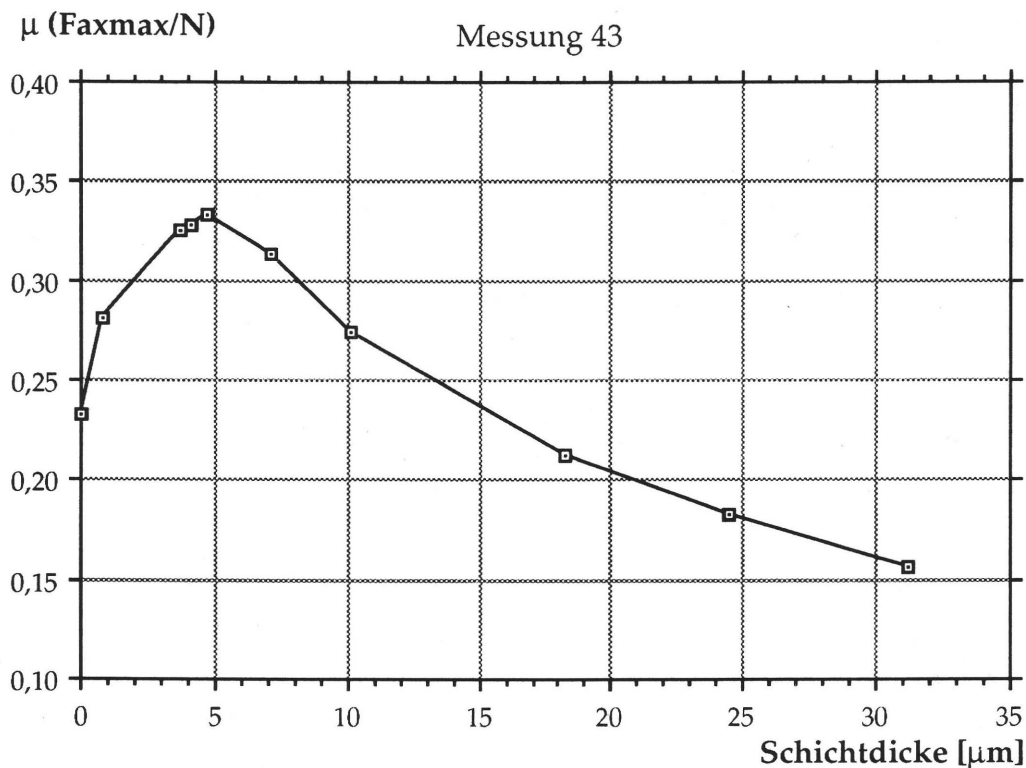


Bild 5.13: Reibwert bei Material 299, Anstellung 0,3 mm, 5 m/s
Verreibung: 1 Hz, Sinus, 30 mm Hub

Mit steigender Schichtdicke steigt zunächst der Reibwert stark an, ab 5 μm fällt er langsam ab, und erst ab 15 μm Schichtdicke ist der Reibwert niedriger als im Trockenlauf. Dieses Ergebnis war so nicht zu erwarten. I. A. wird angenommen, daß die Reibung im Trockenlauf größer als mit Farbe ist, d.h., daß die Farbschicht eine Schmierwirkung hat. Bei Auftrag einer Farbschicht überwiegen zunächst also zusätzliche Bindungs- bzw. Scherkräfte. Erst wenn die Schichtdicken größer als die Rauigkeitsamplituden der Walzen werden, ist ein "Schmierungseffekt" zu erkennen.

Die Zusammenhänge in tribologischer Hinsicht im System Gummiwalze, Stahl(Rilsan-)walze und Farbe sind nicht nur durch die besonderen Eigen-

schaften der Druckfarbe, wie weithin bekannt, sondern auch durch den Partner Gummi relativ komplex, wie die folgenden Ausführungen zeigen.

Bei der Verwendung eines COULOMB'schen Reibgesetzes ist zu beachten, daß nach den klassischen Reibungsgesetzen die Reibzahl der Gleitreibung nur eine Funktion des Materials ist, jedoch nicht von der Berührfläche, der Gleitgeschwindigkeit und der Belastung abhängt. Dies ist bei der Gummireibung jedoch nicht der Fall (vgl. RIEGER /62/). Der hier dargestellte Reibwert über der Schichtdicke gilt daher nur für die oben genannten Parameter.

Nach RIEGER /62/ läßt sich die Reibkraft bei der Gummireibung in verschiedene Komponenten zerlegen. Eine Adhäsionskomponente ist zum Trennen der Berührfläche der aufeinander gleitenden Komponenten nötig (Scherung molekularer Bindungen), die Reibungswärme entsteht dabei in der Berührfläche. Eine Hysteresekomponente resultiert aus der Verformung einer Deckschicht durch Rauigkeitsspitzen der Oberfläche, die Wärme entsteht dabei im deformierten Gummi. Eine Kohäsionskomponente ergibt nur dann einen Beitrag, wenn beim Gleitvorgang Abrieb entsteht. Wird in der Reibfläche eine Flüssigkeitsschicht geschert, kommt ein viskoser Reibkraftanteil hinzu.

GEYER beschreibt in /78/ zahlreiche Versuche zur Reibzahlermittlung auf mit Wasser benetzten Gummioberflächen, wobei die Reibzahl auf nassen Oberflächen grundsätzlich niedriger als auf trockenen ausfällt. Er berichtet jedoch auch vom gegenteiligen Effekt bei niedrigen Gleitgeschwindigkeiten. Der in Bild 5.13 dargestellte interessante Effekt, daß der Reibbeiwert über der Schichtdicke zunächst ansteigt und später abfällt, läßt weitere Untersuchungen, auch zur Abhängigkeit der Reibzahl von der Axialverreibegeschwindigkeit, der Temperatur und der Anstellkraft, sinnvoll erscheinen.

5.5 Langzeit-Versuche mit Temperatureinfluß

Bis hierher wurden Diagramme aus verschiedenen Kurzzeit-Messungen zur Untersuchung einzelner Parameter dargestellt. Diese Vorgehensweise entspricht derjenigen, die auch von früheren Untersuchungen auf diesem Gebiet bekannt ist (WIRZ /21/, PFEIFFER /12/, GLÜCK /50/), wenn auch der Parameter-raum im vorliegenden Fall größer war (insbesondere die Umfangsgeschwindigkeit). Besonders aufschlußreich ist es jedoch, für einen einzelnen Versuch sämtliche gleichzeitig aufgenommenen Sensordaten bis zum Erreichen des stationären Zustandes gemeinsam über der Versuchsdauer aufzutragen, da hier das typische Materialverhalten, also gerade die Wechselwirkung zwischen thermodynamischen und mechanischen Größen über der Zeit, gut beobachtet werden kann.

5.5.1 Vergleich kraft- und wegbetonter Zustellung

Zunächst wird in einem Langzeitversuch der grundsätzliche Unterschied zwischen kraft- und wegbetonter Fahrweise dargestellt. Dazu dient Bild 5.14 auf der folgenden Seite. Hier wurde im 3-Walzen-Stuhl das Rollenmaterial 199 im Trockenlauf bei 8 m/s (Nippfrequenz: 42,4 Hz) bis zum Erreichen des stationären Zustandes untersucht. Um die viskoelastischen Effekte besonders zu überhöhen, wurde eine ungewöhnlich große Anstellung von 0,75 mm gewählt. Dabei erfolgte die Zustellung an der ersten Walzenspaltstelle wegbetont, an der zweiten Spaltstelle jedoch kraftbetont, d.h. es wurde soviel Gewichtskraft aufgebracht, bis bei langsam laufender Maschine (Vermeidung von Relaxationseffekten) ebenfalls eine Zustellung von 0,75 mm erreicht war. Diese Vorgehensweise ermöglicht einen guten Vergleich der beiden unterschiedlichen Zustellungsprinzipien, da alle sonstigen Parameter, wie Material, Geschwindigkeit, Nippfrequenz, Temperatur, etc. für beide Walzenspaltstellen gleich sind.

Folgende Meßwertsätze sind in Bild 5.14 dargestellt: Weg 1-2 ist der Anstellweg an der wegbetont zugestellten Walzenspaltstelle, dazu gehört die Anstellkraft im Diagramm darunter; Weg 3-4 zeigt die Zustellung der kraftbetont angestellten Walzenspaltstelle; von den 6 Walzenoberflächentemperaturen, die über die Breite aufgenommen werden, sind nur die beiden Verläufe von Temp 16 (Walzenmitte) und Temp 13 (Walzenrand) dargestellt; darunter befindet sich die Umfangsgeschwindigkeit der Testwalze sowie das Gesamtdrehmoment.

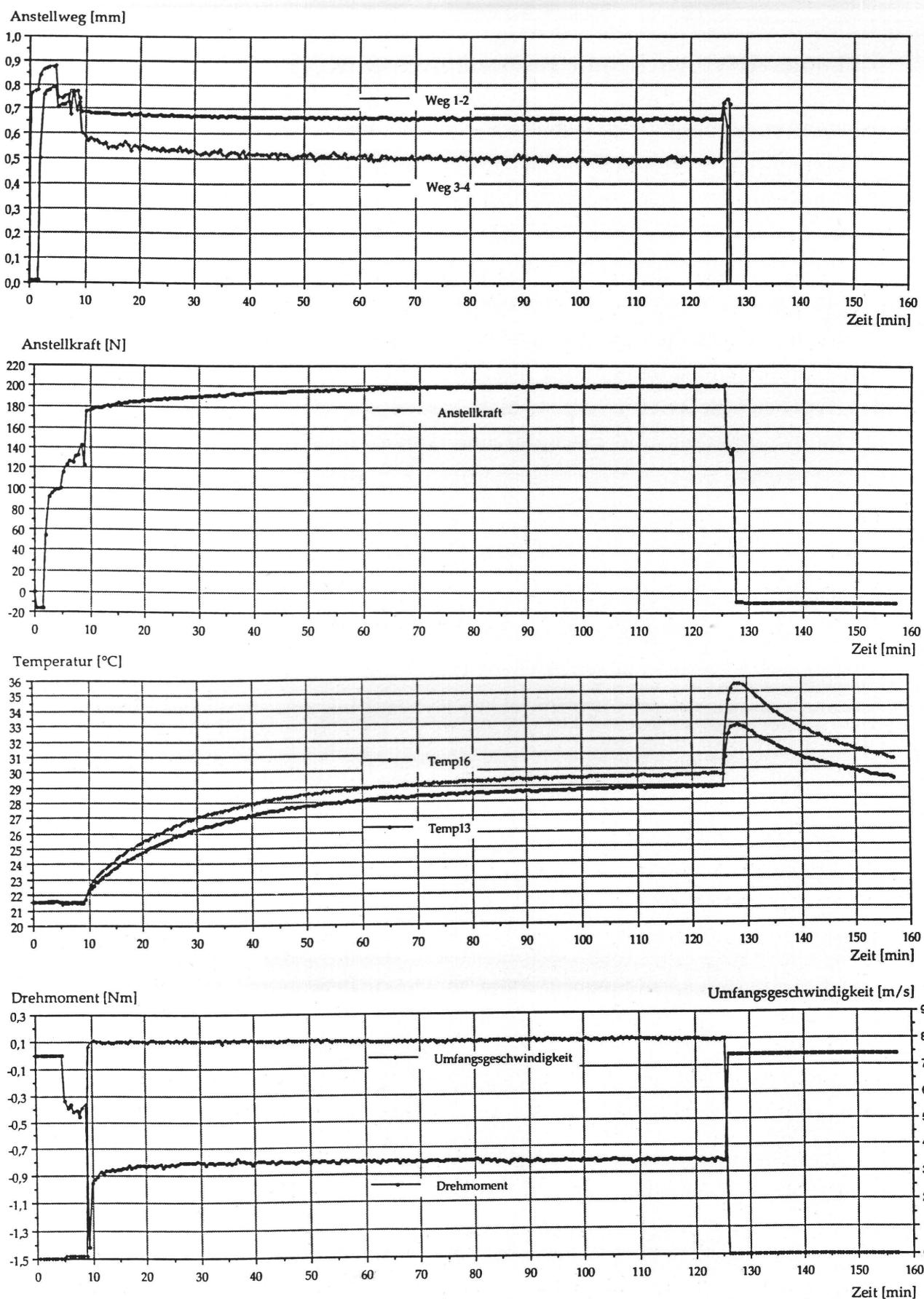


Bild 5.14: Langzeitversuch mit Material 199, Trockenlauf am 3-Walzen-Stuhl

Während der ersten 5 Minuten des dargestellten Versuchs erfolgt zunächst eine grobe Zustellung. Zur Zeit $t = 5 \text{ min}$ werden die Walzen in langsame Rotation versetzt, und mit Spindelhubgetrieben bzw. Gewichten wird die Feineinstellung der Zustellung an beiden Walzenspaltstellen vorgenommen (erkennbar an Sprüngen in Anstellkraft und -weg sowie im Drehmoment).

Zur Zeit $t = 9 \text{ min}$ erfolgt der eigentliche Versuchsbeginn mit einem schnellen Hochfahren der Umfangsgeschwindigkeit auf 8 m/s . Nach dem Drehmoment-sprung (zur Beschleunigung der Massen) stellt sich ein Gesamtdrehmoment von etwa $0,95 \text{ Nm}$ ein. Die wegbetont zugestellte Walzenspaltstelle erfährt einen Sprung in der Anstellkraft von 120 N auf 180 N , verursacht durch den Anstieg der Nippfrequenz (dynamische Verhärtung). Diese starke Erhöhung der Anstellkraft bewirkt ein leichtes Nachgeben der wegbetonten Zustellung (Weg 1-2), Grund dafür ist die prinzipbedingte Nachgiebigkeit der DMS-basierenden Kraftaufnehmer, die an dieser Walzenspaltstelle im Kraftfluß liegen. Die mit konstanter Kraft zugestellte Walze erfährt durch die Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit eine starke Anstellweg-Verminderung (Weg 3-4).

Im weiteren Verlauf des Versuches von $t = 9 \text{ min}$ bis $t = 125 \text{ min}$ wird mit konstanter Umfangsgeschwindigkeit von 8 m/s gefahren. Die während dieser Zeit an der Testwalze verrichtete Arbeit führt zu einer Erhöhung der Walzenoberflächentemperatur um ca. 8 K bis das 3-Walzen-System in einen stationären Zustand übergeht. Damit einhergeht zum einen eine Wärmedehnung, zum anderen auch eine Änderung der Materialeigenschaften wegen der Temperaturabhängigkeit des dynamischen E-Moduls. Dies führt an der kraftbetonten Walzenspaltstelle zu einer weiteren Verminderung des Anstellweges (Weg 3-4), an der wegbetont angestellten Walzenspaltstelle dagegen zu einer Erhöhung der Anstellkraft. Die Effekte im Hinblick auf das Gesamtdrehmoment sind an den beiden Walzenspaltstellen gegenläufig, bei zunehmender Anstellkraft ist mit einer Erhöhung, bei abnehmendem Anstellweg mit einer Absenkung des erforderlichen Gesamtdrehmomentes zu rechnen. Der letztgenannte Effekt überwiegt hier, da in diesem Versuch eine leichte Abnahme des Drehmomentes über der Zeit zu verzeichnen ist.

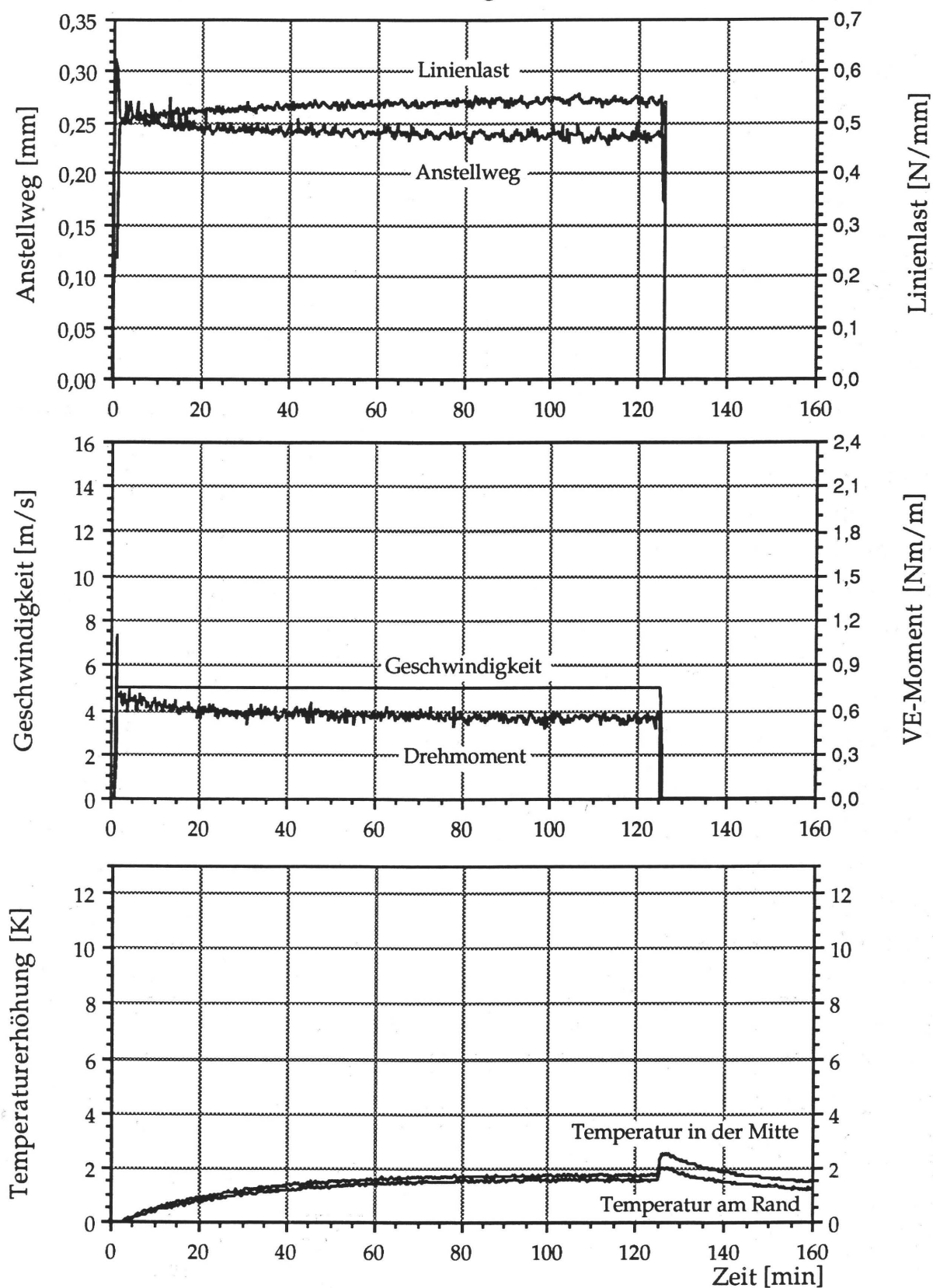
Zur Zeit $t = 125 \text{ min}$ wird der Versuchsstand gestoppt. An der wegbetonten Walzenspaltstelle hat dies eine sofortige Verminderung der Anstellkraft zur Folge, wobei mit 140 N nicht ganz das Ausgangsniveau von 120 N erreicht

wird, da zwar die dynamische Verhärtung des Materials entfällt, eine Anstellkraftserhöhung bedingt durch die Wärmedehnung aber noch vorhanden ist. Aus dem gleichen Grund geht auch die Weganstellung der kraftbetonten Walze nicht ganz auf ihren Ursprungswert zurück. Sofort nach dem Maschinenstopp erhöht sich die Temperatur an der Walzenoberfläche, die etwa 3 min später ihren Maximalwert erreicht; dabei ist der Temperaturanstieg in der wärmeren Walzenmitte mit ca. 6 K etwas höher als am seitlichen Walzenrand. Die Temperaturerhöhung nach dem Stillstand zeigt deutlich, das im stationären Zustand im Walzeninneren eine erheblich höhere Temperatur als auf der Oberfläche herrscht, da hier die Wärmeableitung (u.a. durch erzwungene Konvektion) wesentlich besser ist als im Walzeninneren (Wärmeleitung in axialer Richtung). Die durch das viskoelastische Materialverhalten bedingte Erwärmung muß zu einer Temperaturerhöhung im Walzeninneren von mindestens 14 K gegenüber der Temperatur zu Versuchsbeginn geführt haben. Im weiteren Zeitverlauf bis $t = 155$ min ist die Abkühlkurve der abgestellten Gummiwalze zu sehen. Erwartungsgemäß kühlt sich bei der nun herrschenden freien Konvektion die Walzenmitte wegen der größeren Temperaturdifferenz schneller ab als der seitliche Walzenrand.

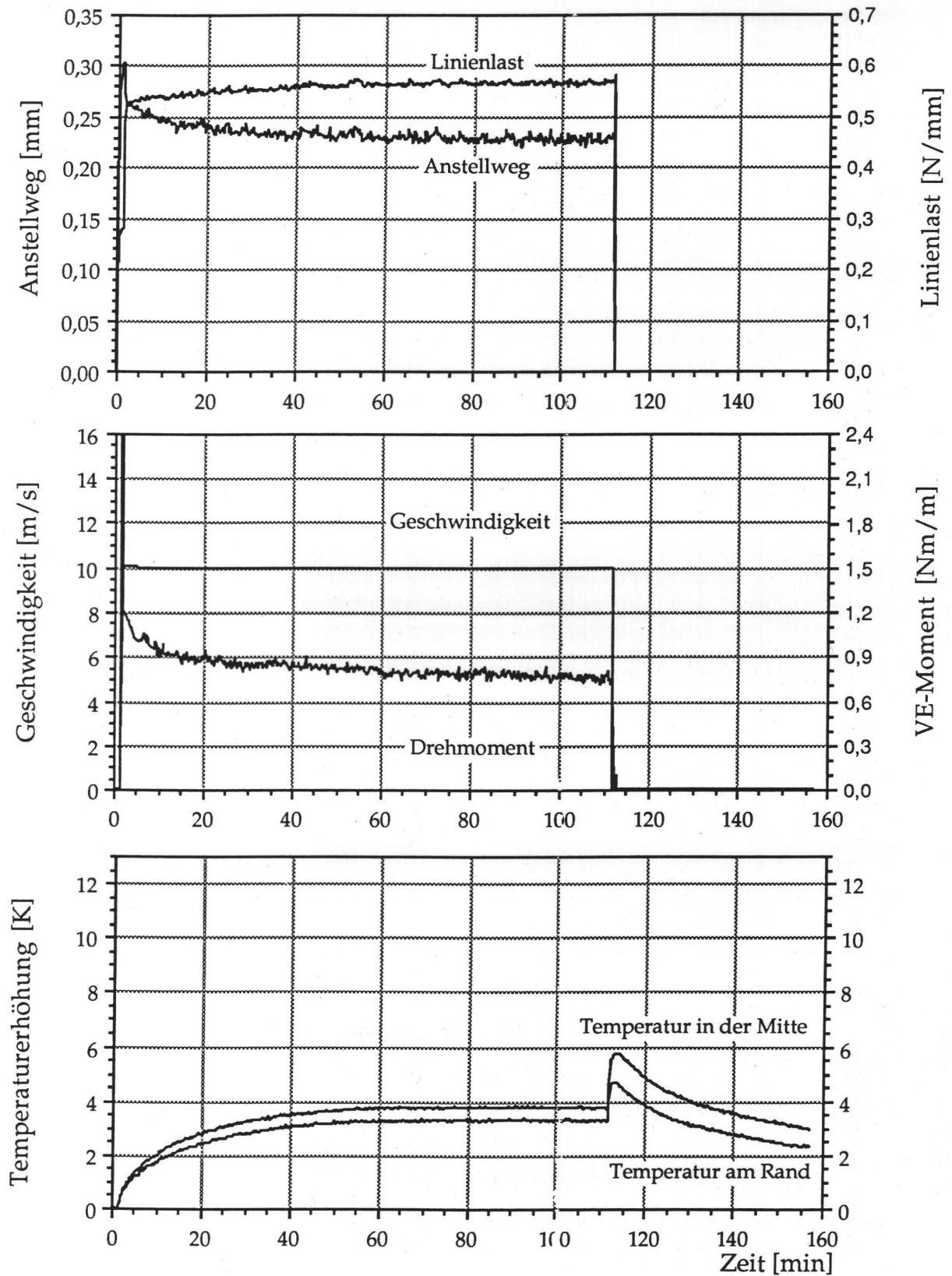
5.5.2 Einfluß der Umfangsgeschwindigkeit

Die Bilder 5.15 bis 5.17 auf den folgenden Seiten zeigen trocken laufende Langzeitversuche im 2-Walzen-System mit dem Rollenoffset-Material 199 bei den Umfangsgeschwindigkeiten 5, 10 und 15 m/s. Die Versuche wurden bis zum Erreichen eines stationären Zustandes gefahren, was nach etwa 110 bis 120 Minuten der Fall war. Alle Versuche wurden mit einer statischen Anstellung von 0,3 mm gefahren, die sich durch Nachgiebigkeiten und Wärmedehnungen im Versuchsstand unterschiedlich stark verringert haben. Die hier gezeigten Drehmomente sind die viskoelastisch bedingten Verlustmomente, ermittelt wie in Kap. 5.3 beschrieben. Besonders interessant ist der zu den Verlustmomenten korrespondierende Temperaturverlauf an der Walzenoberfläche. Unverkennbar ist der starke Anstieg der thermischen Belastung mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit. Da das Verhältnis Temperatursprung beim Maschinenstopp zu maximaler Temperaturerhöhung für alle drei Geschwindigkeiten gleichbleibt, ist anzunehmen, daß auch der qualitative Temperaturverlauf im Walzeninneren in radialer Richtung ähnlich sein wird.

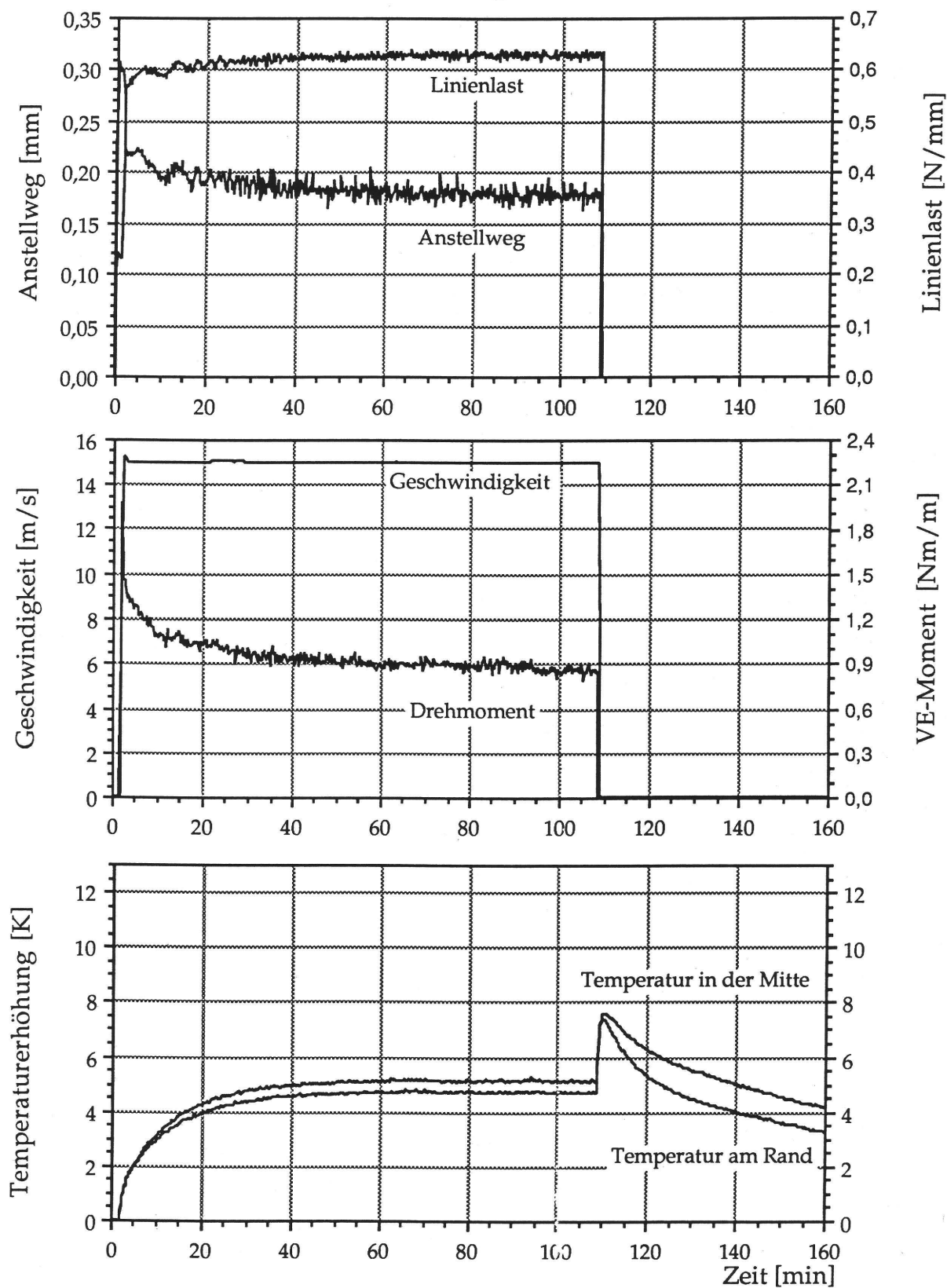
Messung 110

Bild 5.15: Langzeitversuch Material 199, $v=5$ m/s

Messung 108

Bild 5.16: Langzeitversuch Material 199, $v=10$ m/s

Messung 109

Bild 5.17: Langzeitversuch Material 199, $v=15$ m/s

5.5.3 Einfluß des Walzenmaterials

Die Bilder 5.18 bis 5.20 auf den folgenden Seiten zeigen ebenfalls trocken laufende Langzeitversuche im 2-Walzen-System. Im Vergleich mit den Versuchen am Material 199, dargestellt auf den Bildern 5.15 bis 5.17, läßt sich der Einfluß des Walzenmaterials erkennen. So zeigt

- Bild 5.18 einen Versuch mit Material 179 bei 5 m/s, vergleichbar Bild 5.15;
- Bild 5.19 einen Versuch mit Material 179 sowie Bild 5.20 einen Versuch mit Material 2378 bei 15 m/s, beide vergleichbar Bild 5.17.

Beim Vergleich der Materialien 179 und 199 bei 5 m/s (Bild 5.18 und Bild 5.15) ist deutlich der erhöhte Drehmomentbedarf des Bogenmaterials 179 gegenüber dem Rollenmaterial 199 zu erkennen. Dies äußert sich auch in einer entsprechend größeren Temperaturerhöhung, die jedoch, aufgrund der relativ geringen Umfangsgeschwindigkeit, noch in Grenzen bleibt. Dabei ist allerdings zu beachten, daß hier zur optimalen Reproduktion der Randbedingungen ein Vergleich im 2-Walzen-System (1 Walzenspaltstelle) durchgeführt wurde. Die in Farb- und Feuchtwerken auftretenden 2 oder 3 Walzenspaltstellen sowie die schlechtere Wärmeabfuhr bei innenliegenden Walzen führen in der Praxis zu wesentlich größeren Temperaturerhöhungen.

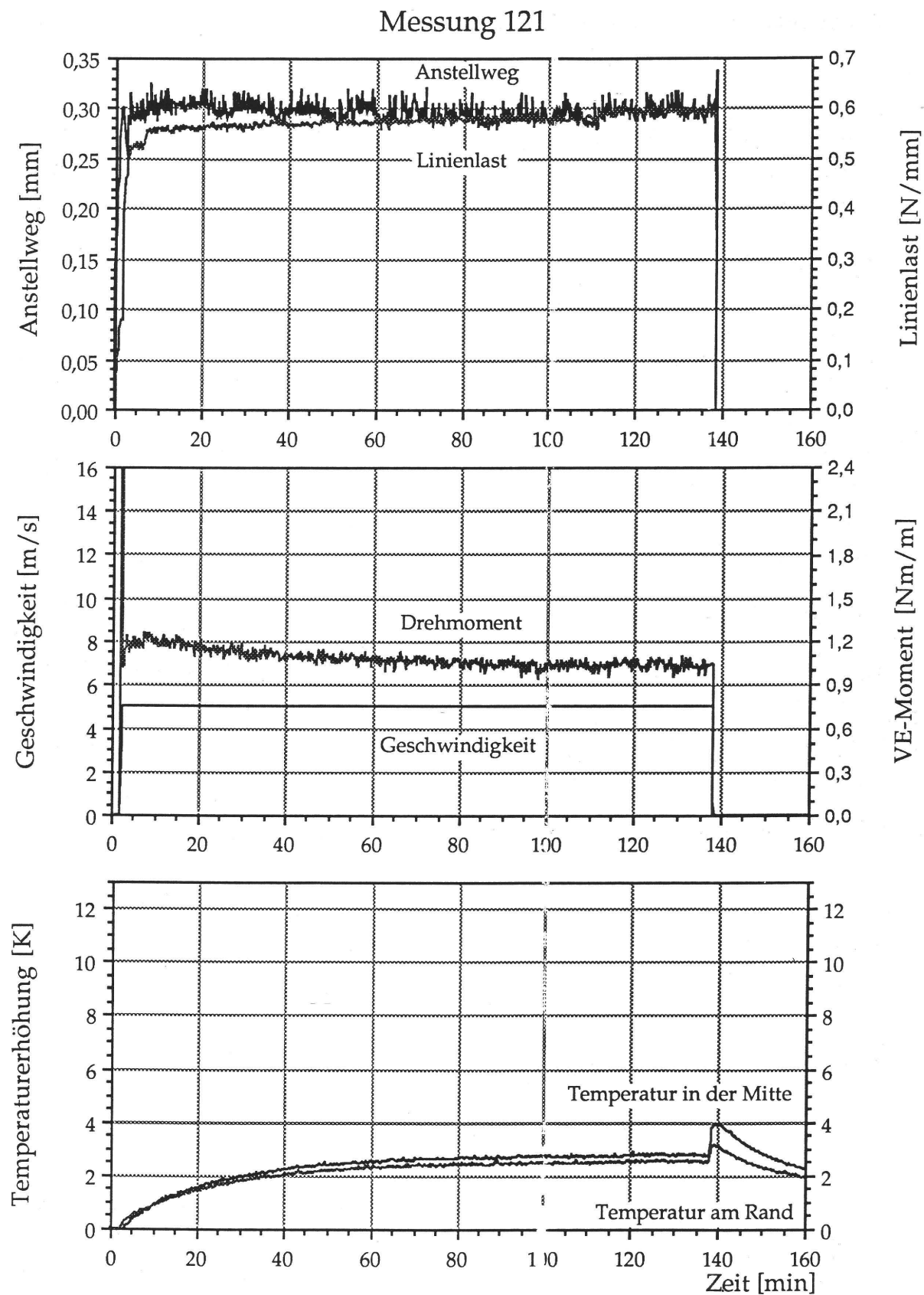


Bild 5.18: Langzeitversuch Material 179, $v=5$ m/s

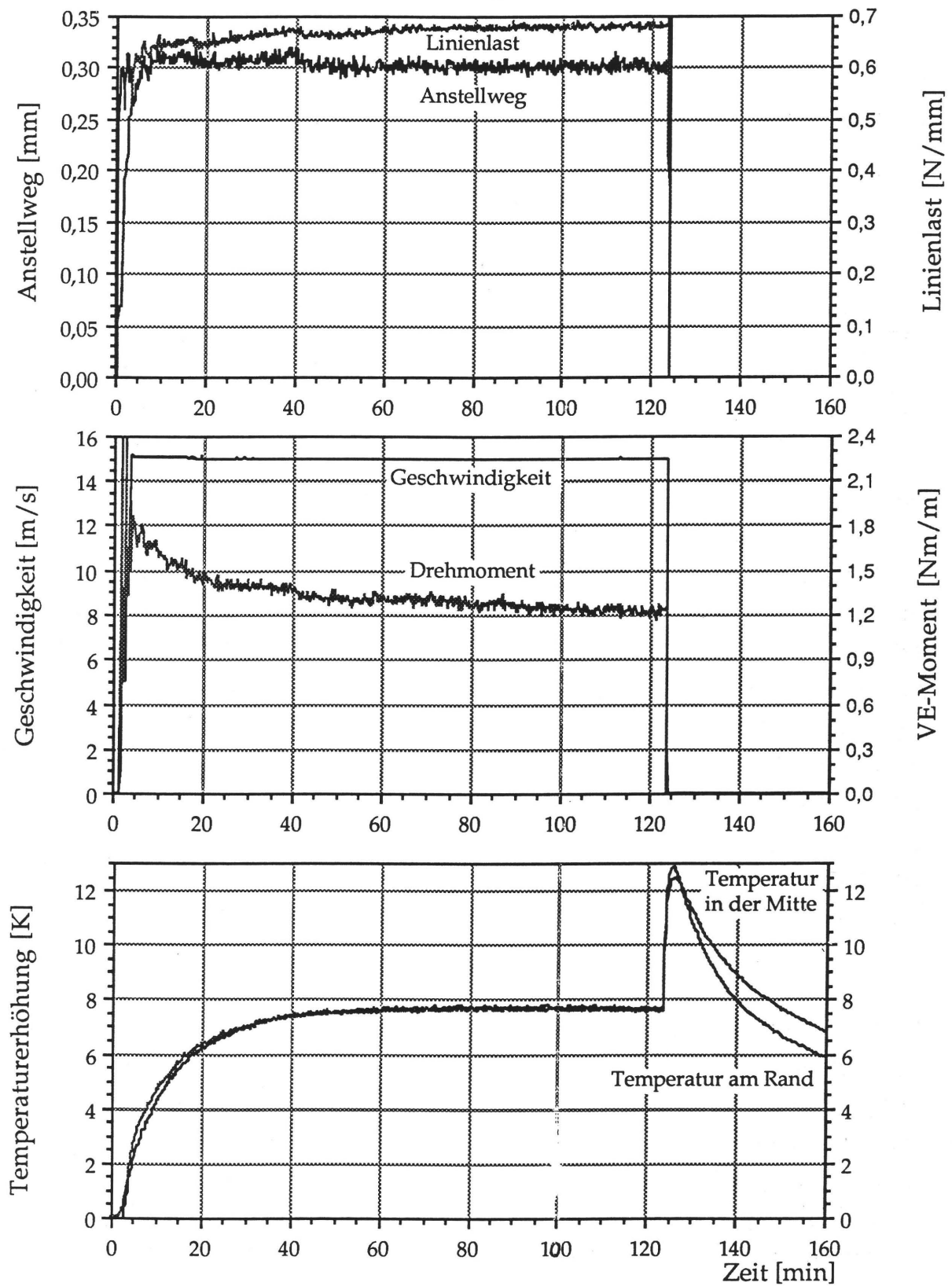
Sehr viel stärkere Temperaturerhöhungen ergeben sich auch im 2-Walzen-System, wenn das Bogenmaterial 179 absichtlich außerhalb seiner Spezifikation betrieben wird, hier mit 15 m/s (Bild 5.19). Der starke Temperatursprung nach Anhalten aus dem stationären Zustand zeigt die große im Walzeninneren gespeicherte Wärmemenge, entsprechend hoch ist der viskoelastisch bedingte Drehmomentbedarf. Neben der anfänglichen Anstellkrafterhöhung durch Fliehkraft und dynamische Verhärtung läßt auch die Wärmedehnung durch Temperaturerhöhung die Linienlast über der Zeit anschwellen.

Auch bei großen Temperaturerhöhungen bleibt die Differenz zwischen den Oberflächentemperaturen am Rand und in der Walzenmitte gering. Dies läßt darauf schließen, daß die Wärmeableitung in axialer Richtung im Versuch keine allzu große Rolle spielt und in der Praxis kaum noch Einfluß haben wird, da reale Farbwerke wesentlich breiter als die Testwalze sind und damit die treibende Kraft, die Temperaturdifferenz pro Längeneinheit, noch geringer wird.

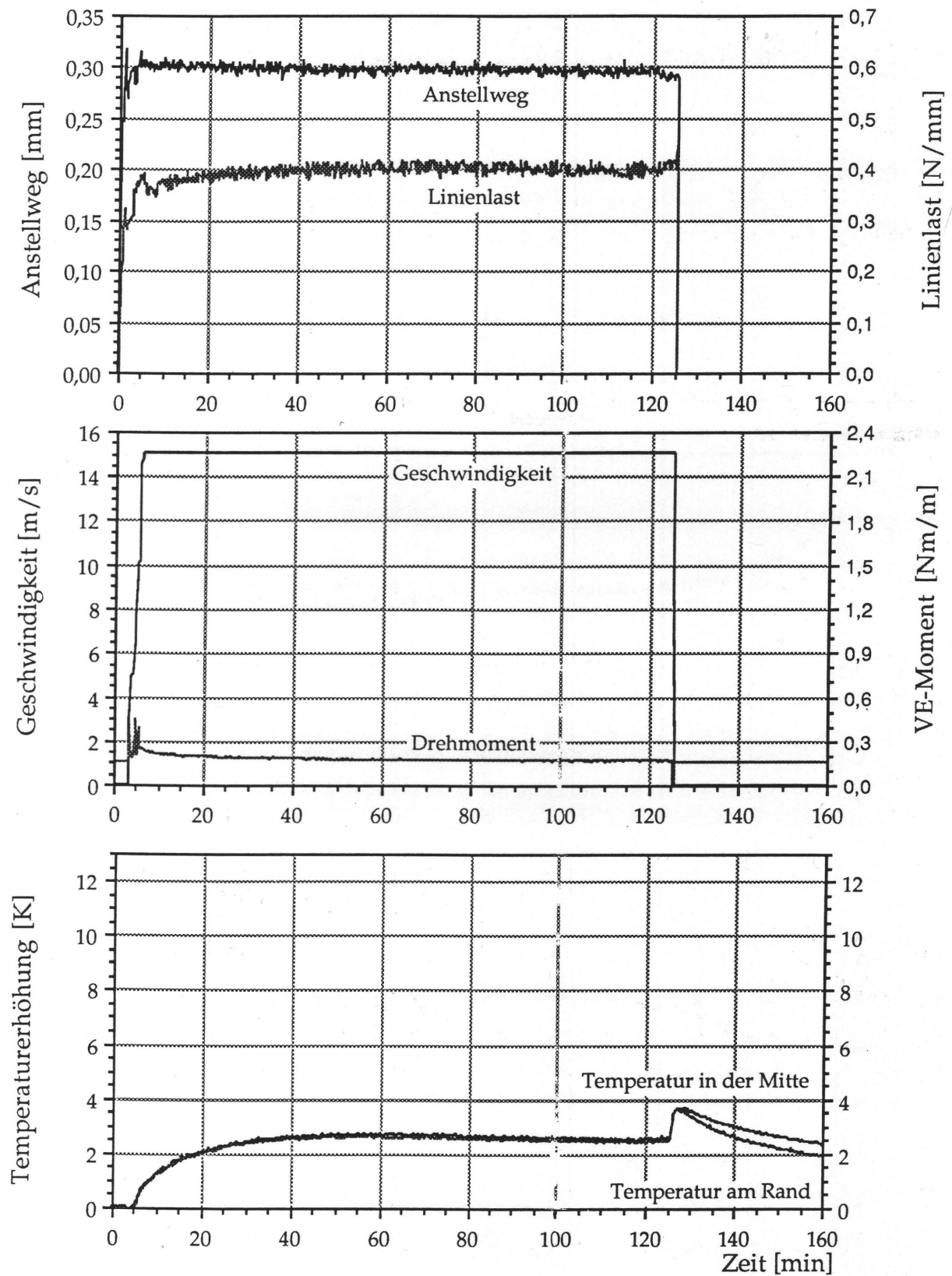
In Bild 5.20 ist das Material 2378 bei 15 m/s zu sehen. Die Zusammensetzung dieses Materials ist, bei gleicher Shore-Härte (etwa 25 Shore A) wie Material 179, im Hinblick auf einen möglichst niedrigen Verlustwinkel $\tan \delta$ besonders bei hohen Verformungsfrequenzen optimiert worden. Dies hat zur Folge, daß der viskoelastische Drehmomentbedarf im stationären Zustand gegenüber einem Standard-Rollenmaterial auf 1/4 zurückgeht (vgl. Material 199 in Bild 5.17). Trotz gleichem Anstellweg ist die entstehende dynamische Linienlast wesentlich geringer. Dies resultiert in einer wesentlich geringeren Wärmeentwicklung, die noch unter dem Niveau eines Bogenmaterials bei 5 m/s liegt (vgl. Material 179 in Bild 5.18). Ob die geringere Dämpfung eines solchen Materials in der Praxis ausreicht, wird noch zu untersuchen sein.

Insbesondere der Vergleich von Bild 5.19 und Bild 5.20 zeigt, daß diese beiden Materialien bei gleicher Shore-Härte völlig unterschiedliche dynamische Eigenschaften aufweisen. Daraus ist zu ersehen, daß sich die Shore Härte als unzureichend erweist, um die Eigenschaften von viskoelastischen Materialien hinreichend zu charakterisieren. Wesentlich besser zur Beurteilung des Materialverhaltens geeignet sind der komplexe E-Modul zusammen mit dem Verlustfaktor als Funktion von Temperatur und Verformungsfrequenz. Bei Kenntnis dieser Werte lassen sich die dynamischen Walzenspaltkräfte und das Temperaturverhalten wesentlich besser vorhersagen.

Messung 122

Bild 5.19: Langzeitversuch Material 179, $v=15$ m/s

Messung 120

Bild 5.20: Langzeitversuch Material 2378, $v=15$ m/s

6. Theoretische Untersuchungen

6.1 Analytische Betrachtung zur Bestimmung des Temperaturfeldes

6.1.1 Thermodynamische Grundlagen

Die Grundlage zur Berechnung eines Temperaturfeldes $\vartheta(\vec{x}, t)$ liefert der erste Hauptsatz der Thermodynamik. Die Energiebilanz für ein Volumenelement liefert:

$$\rho \cdot c_p \frac{\partial \vartheta}{\partial t} = -\nabla \dot{q} + \dot{q}_E$$

Dabei stellt \dot{q}_E eine im Inneren des Elements erzeugte Wärme dar, wie sie beispielsweise durch dissipative Anteile bei der Formänderung von viskoelastischen Materialien auftritt. Der FOURIERSche Erfahrungssatz ist das Grundgesetz der Wärmeleitung:

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \nabla \vartheta$$

Er besagt, daß ein Temperaturgradient einen entgegengerichteten Wärmestrom hervorruft. Aus dem FOURIERSchen Erfahrungssatz und der Energiebilanz ergibt sich mit der Temperaturleitzahl $a = \lambda / (\rho \cdot c_p)$ die FOURIERSche Wärmeleitungsdifferentialgleichung (vgl. /27/):

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial t} = a \cdot \nabla^2 \vartheta + \frac{\dot{q}_E}{\rho \cdot c} \quad (6.1)$$

Ein Temperaturfeld $\vartheta(\vec{x}, t)$ ist dann eindeutig bestimmt, wenn das Temperaturfeld zur Zeit $t = 0$ bekannt ist (Anfangsbedingung) und der Umgebungszustand für alle Zeiten $t > 0$ vorgegeben wird (Randbedingungen). Die allgemeinste Form einer solchen Randbedingung ist die Randbedingung 3. Art (vgl. /37/):

$$\left(\frac{\lambda}{\alpha} \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial n} + \vartheta \right)_0 = \vartheta_\infty$$

Dabei bestimmt die Wärmeübergangszahl α den Wärmeübergang zur Umgebung, die Umgebungstemperatur wird durch ϑ_∞ dargestellt. Die Wärmeleitzahl λ ist ein Stoffwert, der die Wärmeleitung im Inneren des Materials bestimmt.

6.1.2 Anwendung auf eine Gummiwalze

Der Wärmehaushalt innerhalb von Farb- und Feuchtwerken wird von einer Reihe von Einflußfaktoren bestimmt. Als Wärmequellen treten außer den viskoelastischen Verlusten innerhalb der Gummiwalzen die Farbspaltungsarbeit im Auslauf des Walzenspalts auf sowie die dissipierte Energie durch Tangential- und Axial-schlupf zwischen Gummi- und Verreiberwalzen. Der Abtransport der entstehenden Wärme kann durch Konvektion an der Walzenoberfläche, durch Verdunstung von Feuchtmittel, durch den Farbtransport selbst, durch Wärmeleitung im Walzenspalt oder in den Lagerzapfen oder auch durch Wärmestrahlung an die Umgebung erfolgen.

Als eine erste Näherung wird in der folgenden thermodynamischen Betrachtung nur der dissipative Formänderungsanteil innerhalb der Gummiwalze als Wärmequelle betrachtet, die Wärmeabgabe soll nur konvektiv über den Walzenaußenradius an die Umgebung geschehen.

Bei der Anwendung der FOURIERSchen Wärmeleitungsdifferentialgleichung auf eine zylindrische Walze ist es sinnvoll, vom kartesischen Koordinatensystem auf Zylinderkoordinaten überzugehen. Damit lautet Gl. (6.1):

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial t} = a \cdot \left(\frac{\partial^2 \vartheta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \vartheta}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial z^2} \right) + \frac{\dot{q}_E}{\rho \cdot c_p} \quad (6.2)$$

Die Randbedingung für eine Walze vom Durchmesser $2 R$ lautet:

$$-\lambda \left(\frac{d\vartheta}{dr} \right)_R = \alpha (\vartheta_R - \vartheta_\infty) \quad (6.3)$$

Die Gl.(6.2) stellt eine inhomogene lineare partielle Differentialgleichung 2. Ordnung vom parabolischen Typ dar, die sich analytisch nur in wenigen speziellen Fällen lösen läßt. Um zu einer analytischen Näherungslösung zu kommen, werden die folgenden Vereinfachungen gemacht:

- Es wird der stationäre Zustand betrachtet $\frac{\partial \vartheta}{\partial t} = 0$,
d.h. zwischen der im Inneren erzeugten Wärmemenge und der außen abgeführten Wärmemenge herrsche Gleichgewicht, die Gummiwalzen haben ihre Maximaltemperaturen erreicht.
- Die Temperaturgradienten in Axial- und Umfangsrichtung werden vernachlässigt: $\frac{\partial \vartheta}{\partial \varphi} = \frac{\partial \vartheta}{\partial z} = 0$
- Die im Inneren der Walze erzeugte Wärme, hier dargestellt durch die spezifische Ergiebigkeit \dot{q}_E , soll sowohl über der Zeit wie auch über dem Radius konstant sein. Die Mittelung über der Zeit rechtfertigt sich dadurch, daß jedes Element am Umfang der Walze beim Durchgang durch den Walzenspalt im Verlauf der Zeit die gleiche Formänderung erfährt. Die Mittelung über dem Radius stellt eine Vernachlässigung dar, die in Kap. 6.1.3 *Diskussion der Vorraussetzungen* noch ausführlich diskutiert wird.

Unter Ausnutzung der genannten Vereinfachungen lautet Gl.(6.2) :

$$a \cdot \left(\frac{\partial^2 \vartheta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \vartheta}{\partial r} \right) + \frac{\dot{q}_E}{\rho \cdot c_p} = 0 \quad (6.4)$$

Daraus wird mit $a = \frac{\lambda}{c_p \cdot \rho}$ (6.5)

$$\frac{\partial^2 \vartheta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \vartheta}{\partial r} + \frac{\dot{q}_E}{\lambda} = 0 \quad (6.6)$$

Zur Lösung dieser DGL wird die folgende Substitution durchgeführt:

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial r} = U \quad (6.7)$$

Damit lautet Gl. (6.6):

$$\frac{dU}{dr} + \frac{1}{r} U + \frac{\dot{q}_E}{\lambda} = 0 \quad (6.8)$$

Multiplikation mit $r \, dr$ ergibt:

$$r \cdot dU + U \cdot dr + \frac{\dot{q}_E}{\lambda} \cdot r \cdot dr = 0 \quad (6.9)$$

$$\int d(Ur) = \int \frac{-\dot{q}_E}{\lambda} \cdot r \cdot dr \quad (6.10)$$

Unter Ausnutzung der dritten der o.g. Vereinfachungen, die im Inneren der Walze erzeugte Wärme \dot{q}_E sei über dem Radius konstant, läßt sich die Gleichung durch zweimalige Integration lösen:

$$U \cdot r = -\frac{\dot{q}_E}{\lambda} \cdot \frac{r^2}{2} + C_1 \quad (6.11)$$

$$\frac{d\vartheta}{dr} = -\frac{\dot{q}_E}{\lambda} \cdot \frac{r}{2} + \frac{C_1}{r} \quad (6.12)$$

$$\vartheta = -\frac{\dot{q}_E \cdot r^2}{4 \cdot \lambda} + C_1 \cdot \ln r + C_2 \quad (6.13)$$

Bei einem Zylinder kann aus Symmetriegründen die folgende Randbedingung angesetzt werden:

$$\left. \frac{\partial \vartheta}{\partial r} \right|_{r=0} = 0 \quad (6.14)$$

Wird diese RB in Gl.(6.12) eingesetzt, ergibt sich: $C_1=0$. Damit wird aus Gl.(6.13):

$$\vartheta = -\frac{\dot{q}_E \cdot r^2}{4 \cdot \lambda} + C_2 \quad (6.15)$$

Nach r abgeleitet ergibt sich:

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial r} = -\frac{\dot{q}_E \cdot r}{2 \cdot \lambda} \quad (6.16)$$

Mit Gl. (6.16) und der Randbedingung aus Gl. (6.3) läßt sich die zweite Integrationskonstante bestimmen:

$$-\lambda \left(-\frac{\dot{q}_E \cdot R}{2 \cdot \lambda} \right)_R = \alpha \left(-\frac{\dot{q}_E \cdot R^2}{4 \cdot \lambda} + C_2 - \vartheta_\infty \right) \quad (6.17)$$

$$C_2 = \vartheta_\infty + \frac{\dot{q}_E \cdot R^2}{4 \cdot \lambda} \left(1 + \frac{2 \cdot \lambda}{\alpha \cdot R} \right) \quad (6.18)$$

Das Einsetzen von C_1 und C_2 in die Lösung nach Gl. (6.13) ergibt folgendes:

$$\vartheta = -\frac{\dot{q}_E \cdot r^2}{4 \cdot \lambda} + \vartheta_\infty + \frac{\dot{q}_E \cdot R^2}{4 \cdot \lambda} \left(1 + \frac{2 \cdot \lambda}{\alpha \cdot R} \right) \quad (6.19)$$

$$\vartheta = \vartheta_\infty + \frac{\dot{q}_E \cdot R^2}{4 \cdot \lambda} \left(1 + \frac{2 \cdot \lambda}{\alpha \cdot R} - \frac{r^2}{R^2} \right) \quad (6.20)$$

Die Gl. (6.20) stellt das radiale Temperaturfeld einer homogenen, zylindrischen Gummiwalze im stationären Fall mit einer räumlich und zeitlich konstanten inneren Wärmequelle dar. Obwohl gegenüber einer realen Farbwerkswalze hier wesentliche Vereinfachungen getroffen wurden, lassen sich doch aus dieser Lösung interessante Schlüsse ableiten.

Aus der Gleichung des Temperaturfeldes wird deutlich, daß die Modellwalze im Zentrum die größte Erwärmung erfährt, die zum Rand hin abfällt. Besonders interessieren hier die Ergebnisse für die Außentemperatur ϑ_A und die Temperaturdifferenz zwischen innen und außen $\Delta\vartheta$. Im Zentrum der Walze, an der Stelle $r = 0$, wird sich die folgende Temperatur einstellen:

$$\vartheta_i = \vartheta_\infty + \frac{\dot{q}_E \cdot R^2}{4 \cdot \lambda} + \frac{\dot{q}_E \cdot R}{2 \cdot \alpha} \quad (6.21)$$

Am Außenradius der Walze, an der Stelle $r = R$, gilt:

$$\vartheta_A = \vartheta_\infty + \frac{\dot{q}_E \cdot R^2}{4 \cdot \lambda} \left(1 + \frac{2 \cdot \lambda}{\alpha \cdot R} - \frac{R^2}{R^2} \right) \quad (6.22)$$

$$\vartheta_A = \vartheta_\infty + \frac{\dot{q}_E \cdot R}{2 \cdot \alpha} \quad (6.23)$$

Damit beträgt die Temperaturdifferenz zwischen innen und außen:

$$\Delta\vartheta = \vartheta_i - \vartheta_A = \frac{\dot{q}_E \cdot R^2}{4 \cdot \lambda} \quad (6.24)$$

Die Außentemperatur der Walze spielt eine wichtige Rolle bei den Farbspaltungsvorgängen im Walzenspalt. Die Gl. (6.23) zeigt, daß die Außentemperatur der Modellwalze von der Wärmeübergangszahl α , nicht jedoch von der Wärmeleitzahl λ des Walzenmaterials abhängig ist. Durch die Betrachtung eines stationären Vorganges und die Vernachlässigung der Wärmeableitung in axialer Richtung hat die Wärmeleitzahl im gerechneten Modell keinen Einfluß auf die Farbspaltung.

Nach Gl. (6.24) ist die Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta$ zwischen innen und außen, die die Ursache für eine lokale Überhitzung des Walzenmaterials sein kann, bei Betrachtung der Stoffwerte nur von der Wärmeleitfähigkeit λ des Bezugsstoffes und nicht vom Wärmeübergang nach außen abhängig. Interessant an Gl. (6.24) ist ebenfalls, daß die Temperaturdifferenz nicht linear, sondern quadratisch mit dem Radius der Walze zunimmt; dicke Walzenbezüge werden daher sehr viel eher zum Überhitzen neigen.

6.1.3 Diskussion der Voraussetzungen

Um zu einer analytischen Lösung der FOURIERSchen Wärmeleitungsdifferentialgleichung zu kommen, wurden in Kap. 6.1.2 einige Annahmen gemacht, die die Gültigkeit der Lösung stark einschränken. Insbesondere die Annahme, die im Inneren der Walze erzeugte Wärme \dot{q}_E sei über dem Radius konstant, ist eine solche Einschränkung. Im Gegensatz zur gerechneten homogenen Modellwalze hat eine reale Gummiwalze einen Metallkern. Der E-Modul dieses Metallkerns ist sehr viel größer als der des viskoelastischen Bezuges, so daß der Metallkern beim Durchgang durch den Walzenspalt annähernd keine Dehnung erfährt. Da der viskoelastische Walzenbezug innen fest mit dem Metallkern verbunden ist, wird auch am Innenrand des Bezuges praktisch keine Dehnung vorhanden sein. Die maximalen Dehnungen sind am Außenrand des Walzenbezuges zu erwarten. Da nach /45/ die dissipierte Energie vom Quadrat der örtlichen Dehnungen abhängig ist, wird die im Inneren entstehende Wärmemenge zum Metallkern hin abfallen.

Eine weitere nennenswerte Einschränkung stellt die Vernachlässigung der Temperaturgradienten in axialer Richtung dar. Die Durchbiegung der Gummiwalzen im Betrieb bewirkt walzenmittig eine Verringerung der Anstellkraft. Daher ist an den Ballenenden gegenüber der Ballenmitte mit einer erhöhten Wärmeproduktion zu rechnen. Diesem Effekt entgegen wirkt jedoch eine Wärmeableitung über die Lagerzapfen, die sich am Ballenende stärker bemerkbar machen wird. Falls diese Wärmeableitung in axialer Richtung nennenswerten Einfluß auf die Temperaturverteilung hat, dann ist zu erwarten, daß sich das Temperaturmaximum einer Gummiwalze zwischen Innen- und Außenrand des viskoelastischen Bezuges befindet. Da die in Kapitel 5 dargestellten Messungen dies nicht bestätigen, ist, wie beim gerechneten Modell, mit der größten Temperatur im Zentrum der Walze zu rechnen.

Ferner wurden bei der Berechnung die Materialeigenschaften als unabhängig von der Temperatur angenommen. Während die Wärmeleitzahl λ von Festkörpern im hier auftretenden Temperaturbereich nur wenig von der Temperatur abhängt, ist die Wärmeübergangszahl α i. a. durchaus als Funktion der Temperatur anzusehen.

Die genannten Einschränkungen lassen erkennen, daß das vorliegende mathematische Modell zwar die Tendenz von Einflußfaktoren erkennen läßt, jedoch die realen Verhältnisse an einer Farb- oder Feuchtwerkswalze noch nicht ausreichend widerspiegelt. Insbesondere muß es Ziel der weiteren theoretischen Überlegungen sein, für die im Inneren der Walze erzeugte Wärme einen Ansatz über die Formänderung im Walzenspalt zu machen. Eine geschlossene Lösung der FOURIERschen Wärmeleitungsdifferentialgleichung ist insgesamt nicht zu erwarten. Deshalb sollten numerische Verfahren an die Stelle der analytischen Lösung treten.

6.2 Numerische Berechnungen

Bei den in Kapitel 5 dargestellten Versuchen ist, wie auch in der Praxis, bei einem Maschinenstopp nach längerem Lauf ein plötzlicher Temperatursprung an den Walzenoberflächen zu beobachten. Daraus wird häufig geschlossen, das Temperaturmaximum müsse sich knapp unterhalb der Gummiwalzenoberfläche eingestellt haben. Durch analytische Überlegungen kann gezeigt werden, daß dieser Schluß nicht zutrifft. Der Temperatursprung beruht vielmehr auf einer plötzlichen Verringerung der Wärmeübergangszahl an der Oberfläche von erzwungener Konvektion bei Maschinenlauf zu freier Konvektion im Stillstand (plötzlicher Sprung der thermodynamischen Kenngröße Biot-Zahl). Der Ort des Temperaturmaximums kann sich dabei durchaus tiefer im Walzeninnern befinden. Durch eine numerische Simulation des Temperaturverlaufs wird dies im folgenden auch anschaulich dargestellt.

Dazu wurde ein C-Programm geschrieben, mit dem die notwendigen Berechnungen auf einer Unix-Workstation durchgeführt wurden. Basis für die durchgeführten Berechnungen ist ein Differenzenverfahren nach /37/. Die Berechnungsgrundlagen zur Bestimmung der Randbedingungen entstammen ebenfalls /37/.

Die Bilder 7.1 und 7.2 stellen den Temperaturverlauf im Inneren einer Gummiwalze, d.h. über dem Radius, dar. Der Anfangszustand ist jeweils mit $i = 0$ gekennzeichnet. Die weiteren Kurven sind berechnete Temperaturen zu späteren Zeitpunkten (Zeiteinheit Sekunden). Als Anfangsbedingung in Fall 1 (Bild 7.1) ist das Temperaturmaximum höher und weiter innen als in Fall 2.

Der sich daraus bei der Abkühlung ergebende Verlauf der Oberflächentemperatur über der Zeit kann aus Bild 7.3 abgelesen werden. Die Simulation zeigt, daß der Temperatursprung an der Oberfläche der Walzen zunächst gleich schnell ist, obwohl die Temperaturmaxima in beiden Fällen ganz unterschiedlich waren. Bei einer Temperaturerhöhung von 15 K im Walzeninneren im stationären Zustand (Fall 1) ergibt sich in diesem Beispiel eine Temperaturerhöhung nach Maschinenstopp von nur 8 K gegenüber der Umgebung an der Oberfläche.

Temperaturdifferenz [K]

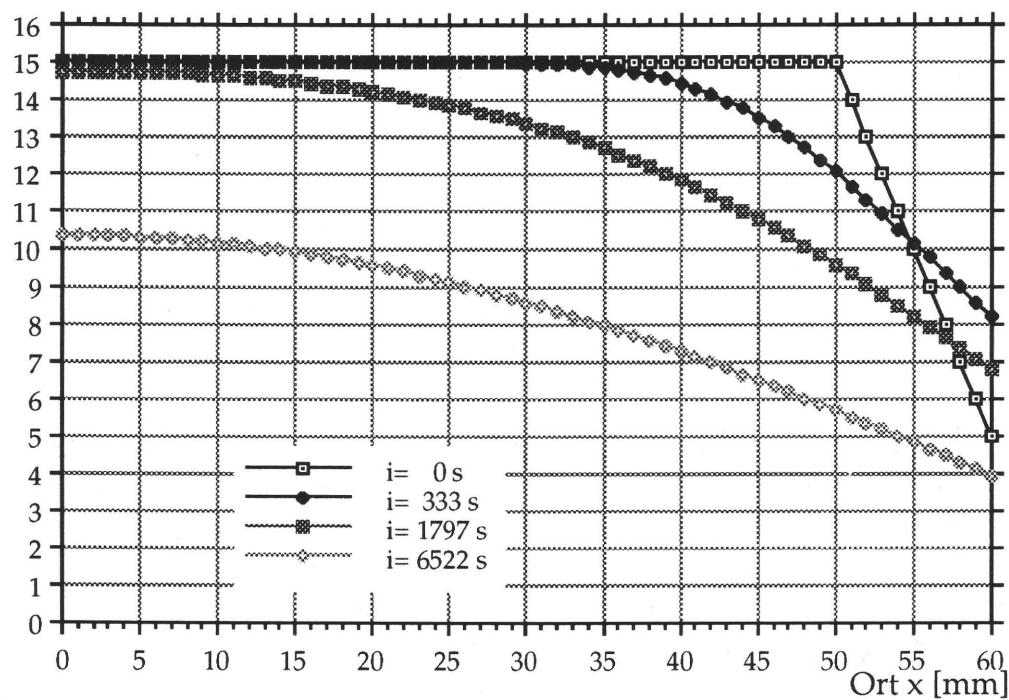


Bild 7.1: Simulierter Temperaturverlauf im Walzeninneren Fall 1

Temperaturdifferenz [K]

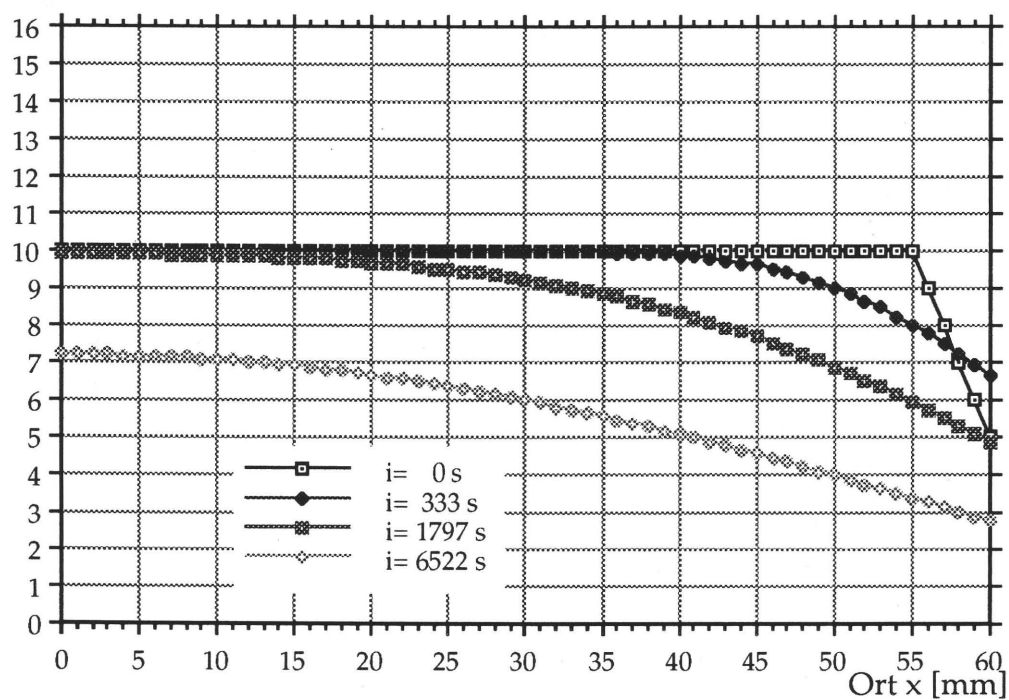


Bild 7.2: Simulierter Temperaturverlauf im Walzeninneren Fall 2

Temperaturdifferenz [K]

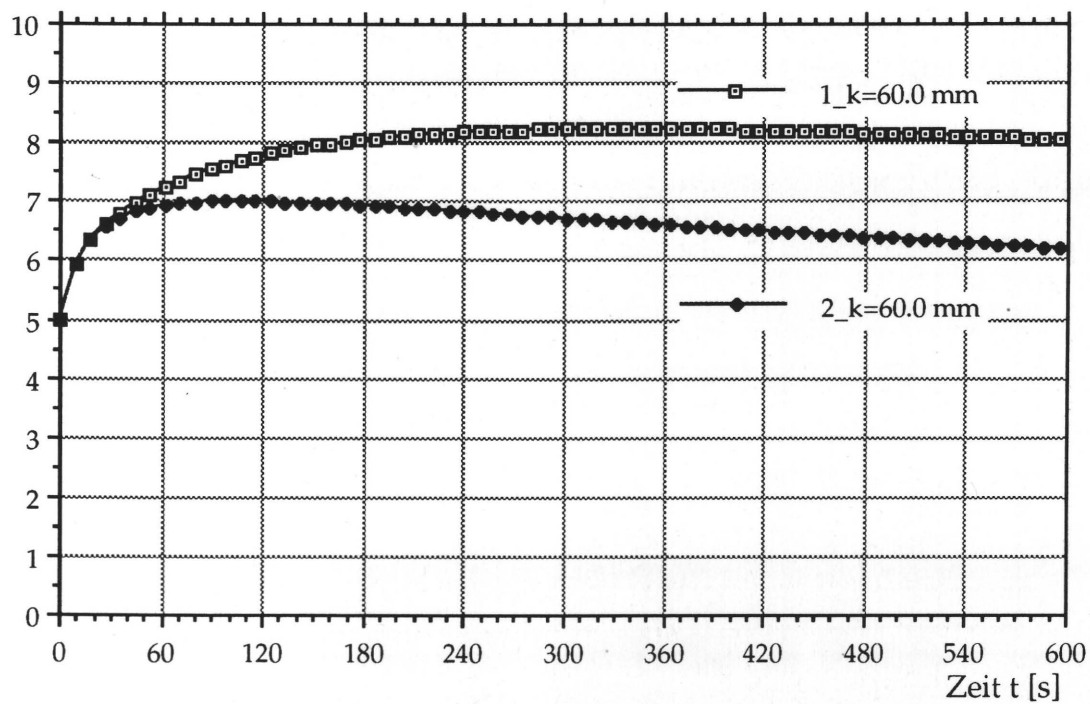


Bild 7.3: Simulierter Temperaturverlauf an der Walzenoberfläche

7. Zusammenfassung

Der Wärmehaushalt innerhalb von Farb- und Feuchtwerken wird von einer Reihe von Einflußfaktoren bestimmt. Als Wärmequellen treten außer den viskoelastischen Verlusten innerhalb der Gummiwalzen die Farbspaltungsarbeit im Auslauf des Walzenspalts sowie die dissipierte Energie durch Tangential- und Axialschlupf zwischen Gummi- und Verreiberwalzen auf. Der Abtransport der entstehenden Wärme kann durch Konvektion an der Walzenoberfläche, durch Verdunstung von Feuchtmittel, durch den Farbtransport selbst, durch Wärmeleitung im Walzenspalt oder in den Lagerzapfen oder auch durch Wärmestrahlung an die Umgebung erfolgen.

Bei der Wahl der Materialeigenschaften wird in vielen Fällen die Shore-Härte (DIN 53505/7868) als Bewertungsmaßstab herangezogen. Diese statische Meßmethode zeigt sich jedoch als unzureichend, um die Eigenschaften von viskoelastischen Materialien hinreichend zu charakterisieren. Sowohl die Wärmeentwicklung als auch die mechanischen Eigenschaften von verschiedenen Gummiwalzen mit gleicher Shore-Härte können bei identischen Randbedingungen im Rollversuch sehr stark differieren, da die Shore-Härte das Verhalten unterschiedlicher Materialien in der Praxis nicht wiedergeben kann. Wesentlich besser zur Beurteilung geeignet sind der komplexe E-Modul zusammen mit dem Verlustfaktor als Funktion von Temperatur und Verformungsfrequenz. Bei Kenntnis dieser Werte lassen sich die dynamischen Walzenspaltkräfte und das Temperaturverhalten wesentlich besser vorhersagen. Bei der Abstimmung der Materialeigenschaften zwischen Druckmaschinen- und Walzenherstellern sollte dies stärker berücksichtigt werden.

In der Praxis ist bei einem Maschinenstopp nach längerem Lauf ein plötzlicher Temperatursprung an den Walzenoberflächen zu beobachten. Daraus wird häufig geschlossen, das Temperaturmaximum müsse sich knapp unterhalb der Gummiwalzenoberfläche eingestellt haben. Durch analytische Überlegungen kann gezeigt werden, daß dieser Schluß nicht zutrifft. Der Temperatursprung beruht vielmehr auf einer plötzlichen Verringerung der Wärmeübergangszahl an der Oberfläche von erzwungener Konvektion bei Maschinenlauf zu freier Konvektion im Stillstand (plötzlicher Sprung der thermodynamischen Kenngröße Biot-Zahl). Der Ort des Temperaturmaximums kann sich dabei durchaus

tiefer im Walzeninnern befinden. Durch eine numerische Simulation des Temperaturverlaufs konnte dies auch anschaulich dargestellt werden. Als weiteres Ergebnis der numerischen Simulation ergab sich, daß die Temperaturerhöhung im Walzeninnern im stationären Zustand 2 bis 3 mal größer sein kann als die Temperaturerhöhung an der Walzenoberfläche. Dies resultiert im wesentlichen aus der geringen Wärmeleitfähigkeit der verwendeten Materialien. Bei dicken Walzenbezügen kann dies zu einer thermischen Überlastung in Form von bleibenden Änderungen der Materialeigenschaften führen.

Die Anstellung von Gummiwalzen nach dem Prinzip der (statischen) Streifenbreite zu beurteilen, ist aufgrund schlechter Reproduzierbarkeit als problematisch anzusehen. Es bestehen dynamische Rückwirkungen, da die dynamische Walzenspaltverkürzung außer von der Walzen-Anstellung auch abhängig ist von der Laufgeschwindigkeit, der Temperatur und den Materialeigenschaften. Unter Umständen könnte ein Wechsel von der wegbetonten Anstellung der Walzen hin zu einer kraftbetonten Anstellung für eine bessere, gleichmäßig hohe Qualität der Druckprodukte sorgen.

8. Literatur

Roll- und Kontaktprobleme:

- /1/ BAUERFEIND, ERHARD
Untersuchung an zylindrischen Gummiwälzrädern
Dissertation TH Braunschweig, 1966

- /2/ BENZ, DIETER
Untersuchung des tribochemischen Einflusses von Luftverunreinigungen
auf das Wälzreibungsverhalten verschiedener Werkstoffe unter
Verwendung eines neu entwickelten Zugfahrt-Meßstandes
Dissertation TU Berlin, 1981

- /3/ BRINK, ROBERT
Instrumentation for roller nip studies
TAGA, 1963

- /4/ CHUNG, ROBERT; CHUNG, S. D. (RICKY)
An investigation of press response due to inking change on a web
offset press
TAGA Proceedings, 393/43/1, 1992

- /5/ DESHPANDE, NARAYAN V.
Calculation of nip width, penetration, and pressure of contact between
cylinders with elastomeric covering
Tappi, Volume 61, No. 10, 1978

- /6/ GAGGERMEIER, HELMUT
Untersuchung zur Reibkraftübertragung in Regel-Reibradgetrieben im
Bereich elasto-hydrodynamischer Schmierung
Dissertation TU München, 1977

- /7/ GUDEHUS, TIMM
Die optimale Anstellung von Druckwalzen
Druck Print, Nr. 5, 6 und 9, 1985

- /8/ KORNMANN, PETER
Untersuchung zur Ermittlung verarbeitungstechnischer Kennwerte des
kontinuierlichen Flachformstofftransportes in Verarbeitungsmaschinen
Dissertation TH Karl-Marx-Stadt, 1969
- /9/ MACPHEE, JOHN
Some basic facts on the wash-up of ink roller systems
TAGA Proceedings, 1976
- /10/ MACPHEE, JOHN; GASPARRINI, C. ROBERT; ARNOLDS, CARL
Development of a system for automatically cleaning the blankets of a web
offset press
TAGA Proceedings, 1982
- /11/ MACPHEE, JOHN; WIRTH, DAVID M.
Measurements of the axial force to drive an oscillating roller under a wide
range of conditions
TAGA Proceedings 1989
- /12/ PFEIFFER, GÜNTHER
Beitrag zum Problem der Rollvorgänge in Druckmaschinen unter
besonderer Berücksichtigung der visko-elastischen Eigenschaften von
Walzenbelägen
Dissertation TH-Darmstadt, 1970
- /13/ RADZIMOVSKY, EUGENE I.
Stress distribution and strength condition of two rolling cylinders pressed
together
University of Illinois bulletin, Volume 50, Nr. 44, 1953
- /14/ SCHASCHKE, HANS-JÜRGEN
Guter Druck mit gepflegten Walzen
Der Polygraph, Nr. 15, 1990
- /15/ SCHMIDT, H.
Rollen aus Hostaform: Verformungsverhalten und Versagenskriterien
Konstruktion, Nr. 25, Springer-Verlag, 1973

- /16/ SCHEUTER, KARL R.; BECK, HEINRICH; WOLF, KLAUS
Deformation und Druckverteilung bei Tiefdruckzylindern
Archiv für Drucktechnik, TH Darmstadt, 1975

- /17/ SCHEUTER, KARL R.; BOGNAR, DANIEL
Beitrag zum Rakelproblem
Druck-Print, Heft 4, 1968

- /18/ SPENGOS, ARIS C.
Experimental investigation of rolling contact
Journal of applied mechanics, Dezember 1965

- /19/ TRABER, KARL; HAS, MICHAEL; DOLEZALEK, FRIEDRICH
Die Wärmebilanz der Farbwerke von Hochgeschwindigkeitsrotationen
Fogra-Forschungsbericht, Nr. 3.268, München, 1992

- /20/ TYMA, LOUIS S.; KOEBLER, INGO; STOECKEL, HERBERT; ENGEL, ALBERT
Bearers - a necessary evil?
TAGA, 1982

- /21/ WIRZ, BURKHARDT
Beiträge zum Problem der Auslegung von Farbwerken an
Rotationsmaschinen des Hoch- und Flachdrucks
Dissertation TH Darmstadt, 1963

- /22/ ZEPPERINCK, FRITZ
Quellvorgänge an Gummiwalzenbezügen
Textil Praxis international, 1983

- /23/ ZEPPERINCK, FRITZ
Die gummierte Walze
Textil Praxis international, 1990

Thermodynamik:

- /24/ ANSORGE, HARTMUT; JENTSCH, JOACHIM
Beanspruchung und Betriebsverhalten von gummierten Walzen
Wissenschaftliche Schriftreihe
Technische Universität Karl-Marx-Stadt, 1988
- /25/ BANKS, W. H.
Advances in printing science and technology
Proceedings of the 22nd research conference of the international association
of research institutes for the graphic arts industry (IARIGAI), Munich
S. 433-452: TRABER, K.; HAS, M.; DOLEZALEK, F.
Heat balance in web offset printing units
FOGRA, Munich
Pentech press, London, 1993
- /26/ DOLEZALEK, FRIEDRICH
Untersuchungen über die Kontrolle von Maschinentemperaturen und deren
Auswirkung auf Schwankungen im Druck
Technik+Forschung Flachdruck, Nr. 3, Bundesverband Druck, Art.-Nr.
86447, Wiesbaden, 1994
- /27/ ELSNER, N.
Grundlagen der Technischen Thermodynamik
Berlin, 1973
- /28/ GLÜCK, MICHAEL
Temperaturen in Walzenfarbwerken
Druck Print, Nr. 1 und 3, 1973
- /29/ HARRIEHAUSEN, THOMAS
Meßwertgestützte Simulation der Temperaturverteilung in axial
segmentierten Walzen
VDI- Fortschrittsberichte
Reihe 21, Nr. 126

- /30/ HÄRTEL, V.; STEINMETZ, G.
Instationäre Wärmeströmung in dickwandigen Gummiartikeln
Kautschuk und Gummi, Kunststoffe, 38. Jahrgang, Nr. 1, München, 1985
- /31/ HASSAN, H. H.; EL-MANSY, M. K.
Wärmeleitfähigkeit von rußgefüllten NR/ SBR-Verschnittqualitäten
GAK, 37. Jahrgang, Nr. 9, 1984
- /32/ HEMPEL, J.
Anforderungen und Anwendungen elastomerer Werkstoffe bei Einsatz
unter erhöhtem Temperatureinfluß
Kautschuk und Gummi, Kunststoffe, 42. Jahrgang, Nr. 4, München, 1989
- /33/ MÖHLER, H.; STEGMAYER, A.; KAISERBERG, E.
Chancen und Möglichkeiten für die thermische Analyse nach DIN 51005
bei der Qualitätssicherung in der Gummiindustrie
Kautschuk und Gummi, Kunststoffe, 44. Jahrgang, Nr. 4, Würzburg, 1991
- /34/ SCHUH, HERBERT
Differenzenverfahren zum Berechnen von Temperatur-
Ausgleichsvorgängen bei eindimensionaler Wärmeströmung in einfachen
und zusammengesetzten Körpern
VDI-Forschungsheft 459, Beilage zu "Forschung auf dem Gebiet des
Ingenieurwesens", Ausgabe B, Band 23, VDI-Verlag: Düsseldorf, 1957
- /35/ TAUTZ, H.
Wärmeleitung und Temperatenausgleich
Berlin, 1971
- /36/ TIMM, TH.
Derzeitige Erkenntnisse über physikalische und chemische Vorgänge bei
der thermischen und thermooxidativen Beanspruchung von
Polyurethanelastomeren
Kautschuk und Gummi, Kunststoffe, 37. Jahrgang, Nr. 11, Hamburg, 1984
- /37/ VDI-WÄRMEATLAS
4. AUFLAGE, 1984

Viskoelastizität:

/38/ ALF, EKKEHARD

Untersuchungen zum Verhalten ausgewählter Kunststoffe unter schwingender Beanspruchung
Dissertation TH Aachen, 1972

/39/ BARQUINS, M.; FELDER, E.

Adherence, contact geometry and rolling friction of a rigid cylinder in adhesive contact with the flat and smooth surface of a rubber-like material
Kautschuk und Gummi, Kunststoffe, 43. Jahrgang, Nr. 2, 1990

/40/ BRÜLLER, OTTO S.

Beschreibung des Verhaltens viskoelastischer Werkstoffe unter einachsiger Belastung - am Beispiel von Thermoplasten -
Habilitation Universität Duisburg Gesamthochschule, 1980

/41/ CLAMROTH, R.

Erfassung der viskoelastischen Eigenschaften durch dynamische Messungen
Kautschuk und Gummi, Kunststoffe, 33. Jahrgang, Nr. 10, Leverkusen, 1980

/42/ DA SILVA, VICTOR DIAS

Zur Berechnung nichtlinearer Vorgänge am Beispiel kunststoffbeschichteter Textilmembranen
Dissertation Universität Stuttgart, 1989

/43/ ELLIS, G.; HENDRA, P. J.; JONES, C. H.; JACKSON, K. D. O.;
LOADMAN, M. J. R.

Fourier transform raman spectroscopy in the analysis of elastomers
Kautschuk und Gummi, Kunststoffe, 43. Jahrgang, Nr. 2, Spanien, England, 1990

/44/ ENGELS, H.-W.; EISELE, U.; STOLLFUSS, B.; BECKER, B.

Correlation of vulcanizate properties and network structure
Kautschuk und Gummi, Kunststoffe, 44. Jahrgang, Nr. 10, Leverkusen, 1991

- /45/ FERRY, JOHN D.
Viscoelastic properties of polymers
New York, 1961, 1970
- /46/ FLOCKE, H. A.
Ein Beitrag zur Messung der viskoelastischen Eigenschaften von
Vulkanisaten unter technischer Schwingungsbeanspruchung
Kautschuk und Gummi, Kunststoffe, 34. Jahrgang, Nr. 5, Weinheim, 1981
- /47/ FUNK, W.
FEM-Berechnung gummielastischer Bauteile unter Verwendung
experimentell ermittelter Daten
Kautschuk und Gummi, Kunststoffe, 42. Jahrgang, Nr. 11, Hamburg, 1989
- /48/ GEORGE, HARWEY F.; OPPENHEIMER, ROBERT H.; KIMBALL, JOHN J.
Gravure nip mechanics
TAGA
- /49/ GERWIG, W.; FRICKE, H. J.
Untersuchungen zur Dämmung von Gummielementen in komplexen
Strukturen im akustischen Frequenzbereich
Forschungshefte Forschungskuratorium Maschinenbau e.V. , Heft 82, 1980
- /50/ GLÜCK, MICHAEL
Untersuchungen des Rollverhaltens von Mehrwalzen-Systemen unter
Einbeziehung einer viskoelastischen Walze
Dissertation TH-Darmstadt, 1976
- /51/ HINSCH, P.
Einige Untersuchungen zum Messen dynamischer Moduln von
Elastomeren
Kautschuk und Gummi, Kunststoffe, 42. Jahrgang, Nr. 9, Hamburg-
Harburg, 1989
- /52/ HISS, F.; KNOTHE, K.; WANG, G.
Stationärer Rollkontakt für Walzen mit viskoelastischen Bandagen
Konstruktion, Nr. 44, Springer-Verlag, 1992

- /53/ KÜMMLEE, HORST
Ein Verfahren zur Vorhersage des nichtlinearen Steifigkeits- und Dämpfungsverhaltens sowie der Erwärmung drehelastischer Gummikupplungen bei stationärem Betrieb
VDI Fortschrittberichte, Reihe 1, Nr. 136, Berlin
- /54/ LECHTENBÖHMER, A.
Comparison of dynamic laboratory tests used in the tire industry
Kautschuk und Gummi, Kunststoffe, 43. Jahrgang, Nr. 11, Luxemburg, 1990
- /55/ LEWEN, BERND
Das nichtlinear viskoelastische Verhalten von Kunststoffen am Beispiel der Zeit-Temperatur-Verschiebung und der Querkontraktionszahl
Dissertation TH Aachen, 1991
- /56/ MEYER, R.
Härteprüfungen an Elastomeren - automatisch und nach neuer Definition
Kautschuk und Gummi, Kunststoffe, 44. Jahrgang, Nr. 4, Ulm, 1991
- /57/ MONTES, S.; WHITE, J. L.
A rheological model for the behavior of rubber-carbon black compounds in complex flows and processing
Kautschuk und Gummi, Kunststoffe, 44. Jahrgang, Nr. 10, Akron (USA), 1991
- /58/ MONTES, S.; WHITE, J. L.
A 3-dimensional rheological model for the deformation behavior of unvulcanized rubber
Kautschuk und Gummi, Kunststoffe, 44. Jahrgang, Nr. 8, Akron (USA), 1991
- /59/ ORSCHALL, BRUNO
Mathematisches Modell für die Simulation viskoelastischer und reibungsbehafteter Elastomereigenschaften
Dissertation Technische Hochschule Aachen, 1990

- /60/ PATSCHORKE, JOACHIM
Neues vom Drucktuch? Eigenschaftsanalyse von Offsetdrucktüchern-
Voraussetzungen für die Entwicklung neuer Drucktuch- und
Gummiklischeetypen
Der Polygraph, Nr. 17, 1992
- /61/ RIGBI, Z.
The influence of cavities on the swelling pressure of a constrained elastomer
Kautschuk und Gummi, Kunststoffe, 44. Jahrgang, Nr. 10, Israel, 1991
- /62/ RIEGER, HANSJÖRG
Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Gummireibung in
einem großen Geschwindigkeits- und Temperaturbereich unter
Berücksichtigung der Reibungswärme
Dissertation TH München, 1968
- /63/ SARKAR, A.; BHOWMICK, A. K.
Effect of joining on dynamic mechanical properties of rubber
Kautschuk und Gummi, Kunststoffe, 44. Jahrgang, Nr. 10, Indien, 1991
- /64/ SCHMACHTENBERG, ERNST
Die mechanischen Eigenschaften nichtlinear viskoelastischer Werkstoffe
Dissertation TH Aachen, 1985
- /65/ SOÓS, ISTVÁN
Charakterisierung des Verstärkungseffekts von Füllstoffen aufgrund der
Auswertung der Spannungs-Deformations-Kurve
GAK, 37. Jahrgang, Nr. 5, 6, 10, München, 1984
- /66/ SPONAGEL, ST.
Analytische Berechnung von Gummi-Metall-Verbindungen
Konstruktion, Nr. 4, Springer-Verlag, Weinheim, 1987
- /67/ STEIN, G.; VON ARNDT, E. M.
Praxisnaher Vergleich von Hochleistungselastomeren bei dynamischer
Beanspruchung in Kälte und Wärme
Kautschuk und Gummi, Kunststoffe, 44. Jahrgang, Nr. 10, Weinheim, 1991

- /68/ STRAUBE, E.; HEINRICH, G.
A molecular statistical approach to rubber elasticity and its application
Kautschuk und Gummi, Kunststoffe, 44. Jahrgang, Nr. 8, Merseburg,
Hannover, 1991
- /69/ VENNEMANN, N.; LÜPFERT, S.
Mooney-Relaxationsprüfung mit FFT-Analyse - eine neue Methode zur
schnellen rheologischen Charakterisierung von Kautschuken und
Mischungen
Kautschuk und Gummi, Kunststoffe, 44. Jahrgang, Nr. 3, Hannover, 1991
- /70/ WANG, GUANGQIU
Rollkontakt zweier viskoelastischer Walzen mit coulombscher Reibung
Dissertation TU Berlin, 1991
- /71/ WANG, GUANGQIU; KNOTHE, KLAUS
Theorie und numerische Behandlung des allgemeinen rollenden Kontaktes
zweier viskoelastischer Walzen
VDI-Fortschrittsberichte, Reihe 1, Nr. 165, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1988
- /72/ WUTTKE, WINFRIED
Beitrag zur Beschreibung des mechanischen Verhaltens von linear
viskoelastischen Hochpolymeren
Dissertation TH München, 1972

Reifen:

- /73/ BERGMANN, MATTHIAS
Geräuscentstehung beim Rollen auf benetzten Oberflächen
Dissertation TU Berlin, 1979
- /74/ DENKER, DIETRICH
Reifenabrollgeräusche und Gleitbeiwerte von profilierten Reifen
Dissertation TH Stuttgart, 1979

- /75/ DEUTER, HELMUT
Der Einfluß von Reifenkontaktspannungen auf die
Fahrbahnbeanspruchung
Dissertation Universität Hannover, 1983
- /76/ FARLOPULOS, CONSTANTINO
Untersuchungen über die Gleitbewegungen in Reifenauftandsflächen
Dissertation TU Braunschweig, 1971
- /77/ GERRESHEIM, MANFRED
Experimenteller und theoretischer Beitrag zu Fragen des Reifenverhaltens
Dissertation TU München, 1975
- /78/ GEYER, WERNER
Beitrag zur Gummireibung auf trockenen und insbesondere nassen
Oberflächen
Dissertation TU München, 1971
- /79/ GIPSER, M.
DNS-Tire - ein dynamisches, räumliches, nichtlineares Reifenmodell
VDI-Berichte Nr. 650, 1987
- /80/ GROSCH, K. A.
Visko-elastische Eigenschaften von Gummimischungen und deren Einfluß
auf das Verhalten von Reifen
Kautschuk und Gummi, Kunststoffe, 42. Jahrgang, Nr. 11, Aachen, 1989
- /81/ GROSCH, K. A.
Visko-elastische Eigenschaften von Gummimischungen und deren Einfluß
auf das Verhalten von Reifen
Kautschuk und Gummi, Kunststoffe, 42. Jahrgang, Nr. 9, Aachen, 1989
- /82/ KAINRADL, P.; WOLF, F.
Wärme-Entwicklung und Zerstörung von Vulkanisaten unter dynamischer
Verformung
Kautschuk und Gummi, Kunststoffe, 21. Jahrgang, Nr. 3, 1968

- /83/ KÖHLER, EDUARD
Beitrag zur Erklärung des Reifenabrollgeräuschs bei Nässe
Dissertation Universität Stuttgart, 1983
- /84/ KRAPF, KLAUS-GEORG
Der elastisch gebettete Kreisring als Modell für den Gürtelreifen
Dissertation TH Darmstadt, 1979
- /85/ LAGING, GERHARD
Zur quasistatischen Berechnung des Deformationsverhaltens von Reifen
Dissertation, Hochschule der Bundeswehr, 1985
- /86/ NEUGEBAUER, J.; GRUBISIC, V.
Ermittlung des Deformationsverhaltens von Reifen im Fahrbetrieb
VDI-Berichte Nr. 631, 1987
- /87/ ROTH, JÜRGEN
Untersuchungen zur Kraftübertragung zwischen PKW-Reifen und
Fahrbahn unter besonderer Berücksichtigung der Kraftschlußerkennung im
rotierenden Rad
VDI Fortschrittberichte, Reihe 12, Nr. 195
- /88/ SEITZ, NORBERT
Experimentelle und theoretische Untersuchungen d. in der Aufstandsfläche
frei rollender Reifen wirkenden Kräfte und Bewegungen
Dissertation TH München, 1969
- /89/ WILLMERDING, GÜNTER
Die Normalkraftverteilung des Gürtelreifens
Dissertation TU Hannover, 1974

Sonstiges:

- /90/ BASSEMIR, R. W.; SHUBERT, F.
Relationship of surface energy of lithographic plates and inks to printability
TAGA, 1982
- /91/ ELIAS, HANS-GEORG
Makromoleküle, Struktur-Eigenschaften-Synthesen-Stoffe
3. Auflage
- /92/ GLÜCK, MICHAEL
Untersuchung über das Verhalten von Druckfarbe im Spalt zweier
Farbwerkswalzen
Institutsbericht TH Darmstadt, 1979
- /93/ HORST, H.
Spannungstheorie des zweidimensionalen elastischen Kontinuums mit
einem durch einen Ring versteiften Kreisausschnitt
TU Hannover, Mitteilung Nr. 22, 1976
- /94/ ROTHERT, H.; PFLÜGER, A.
Zur Berechnung des Kontaktproblems "Elastischer Körper und starres
Hindernis" unter Berücksichtigung des coulombschen Reibungsgesetzes mit
Hilfe der Finite-Element-Methode
Universität Hannover, 1984
- /95/ WEGER, OLAF
Konstruktion eines Nipkraftaufnehmers für einen Walzenprüfstand
Konstruktive Studienarbeit, IDD, TH Darmstadt, 1995